



BEUTH HOCHSCHULE FÜR TECHNIK BERLIN
University of Applied Sciences

FACHBEREICH VIII - MASCHINENBAU, VERFAHRENS- UND UMWELTTECHNIK

Experimentelle Untersuchung der Abströmung eines skalierten Modells des spiralförmigen Eintrittsgehäuses für den neuen DLR Turbinenprüfstand NG-Turb

Bachelorarbeit

zur Erlangung des Grades
Bachelor of Engineering (B.Eng)

vorgelegt von:	Carsten Fischer
Matrikelnummer:	751125
Betreuer:	Herr Prof. Dr. Peter Bartsch
Gutachter:	Herr Dr. Friedrich Kost
eingereicht am:	13.09.2011

Ich erkläre an Eides Statt, dass ich die Bachelorarbeit mit dem Titel:
„Experimentelle Untersuchung der Abströmung eines skalierten Modells des spiralförmigen
Eintrittsgehäuses für den neuen DLR Turbinenprüfstand NG-Turb“
selbständig und ohne fremde Hilfe verfasst, andere als die angegebenen Quellen und Hilfsmittel
nicht benutzt und alle den benutzten Quellen wörtlich der sinngemäß entnommenen Stellen als
solche kenntlich gemacht habe.

Berlin, 13.09.2011

DANKSAGUNG

Mein Dank geht an **Prof. Dr.-Ing. Peter Bartsch** für die Betreuung der Arbeit an der Hochschule.

Weiterhin geht ein großer Dank an **Dr. rer. nat. Friedrich Kost** für die Betreuung der Arbeit und beim DLR und die hilfreiche Unterstützung bei der Auswertung. Dieser Dank gilt selbstverständlich auch der gesamten Abteilung, die mir bei Fragen immer sehr hilfsbereit zur Seite stand. An dieser Stelle danke ich auch **Matthias Tanger, Stefan Deeke** und **Peter Klemens** für die Hilfe beim Aufbau des Versuchsstandes.

Neben der Unterstützung bei der Arbeit möchte ich besonders **Olaf Lemke, Philipp Schäfer, Clemens Buske, Michael Bötzer** und **Axel Dannhauer** für eine schöne Zeit auch außerhalb der Arbeitszeit danken.

Zu guter Letzt danke ich meiner Familie, meinen Freunden, Cheree Mack und Julia für die Unterstützung und Motivation während und außerhalb des Studiums.

Inhaltsverzeichnis

i	Abbildungsverzeichnis	V
ii	Tabellenverzeichnis	V
iii	Formelzeichen und Abkürzungen	VI
1	Einleitung	1
2	Grundlagen	3
2.1	Ähnlichkeitsgesetze und Ähnlichkeitskennzahlen	3
2.2	Strömungsmechanische Grundlagen	7
2.2.1	Bernoulli Gleichung	7
2.2.2	Kontinuitätsgleichung	8
2.2.3	Wichtige Begriffe	8
2.3	Messtechnik Grundlagen	10
2.3.1	Druckmesssonden	10
2.3.2	Hitzdrahtanemometrie	12
2.4	Siebe und Gleichrichter	16
3	Auslegung des Versuchsstandes	17
3.1	Modell und Methode	17
3.1.1	Vorstellung des zu untersuchenden Modells	17
3.1.2	Vorgehensweise	18
3.1.3	Randbedingungen und Vereinbarungen	19
3.1.4	Anwendung der Ähnlichkeitsbeziehungen	19
3.2	Vorversuche	23
3.2.1	Vorstellung des Versuchsgebläses	23
3.2.2	Messungen am Gebläseaustritt (Vorversuche)	23
3.2.3	Messungen am Gehäuseaustritt (Vorversuche)	26
3.3	Versuchsaufbau	30
3.3.1	Genereller Aufbau und Totaldruckmessung	30
3.3.2	Druckaufnehmer	31
3.3.3	Hitzdrahtmesstechnik	32
4	Versuchsdurchführung und Ergebnisse	33
4.1	Totaldruckmessung am Gehäuseaustritt	33
4.1.1	Ergebnisse - Totaldruckmessung mit Sieb	34
4.1.2	Ergebnisse - Totaldruckmessung ohne Sieb	34
4.2	Hitzdrahtmessung am Gehäuseaustritt	36

4.2.1	Hitzdrahtmessung an den Messpunkten MP1, MP2 und MP3	36
4.2.2	Hitzdrahtmessung bei unterschiedlichen Geschwindigkeiten	37
5	Auswertung	39
5.1	Auswertung der Druckmessungen	39
5.2	Auswertung der Hitzdrahtmessungen	41
6	Zusammenfassung	42
7	Quellenverzeichnis	43
8	Anhang - Verzeichnis	45

i Abbildungsverzeichnis

Abbildung 1.1:	Geplanter Turbinenprüfstand in 3D-Ansicht	1
Abbildung 1.2:	Schnitt der Messstrecke des geplanten Turbinenprüfstandes	2
Abbildung 2.1:	Druckmessungen in einem strömenden Fluid	10
Abbildung 2.2:	Gebräuchliche Sondenkopfformen für Pitot Rohre	11
Abbildung 2.3:	Schematischer Aufbau eines Konstant-Temperatur-Anemometers	12
Abbildung 2.4:	Wärmebilanz eines Hitzdrahtes	13
Abbildung 2.5:	Kalibrierung eines Hitzdrahtes	14
Abbildung 2.6:	Vergleichmäßigung der Strömung durch ein Sieb	16
Abbildung 2.7:	Strömungsablenkung und Konstruktion kurzer Diffusoren durch Siebe	16
Abbildung 3.1:	Modell des Gehäuses (CAD)	17
Abbildung 3.2:	Mögliche Stromlinie (eingezeichnet)	18
Abbildung 3.3:	Skizze des Modells	19
Abbildung 3.4:	Gebläse	23
Abbildung 3.5:	Gebläseaustritt mit Sieb	25
Abbildung 3.6:	Geschwindigkeitsverteilung mit und ohne Sieb	25
Abbildung 3.7:	Gehäuse mit beklebten Fäden zur Strömungsvisualisierung	26
Abbildung 3.8:	Prinzip der Fortpflanzung einer rotierenden Ablösung	27
Abbildung 3.9:	Skizze eines Diffusors mit Sieb und Verlauf der Strömung	28
Abbildung 3.10:	Sieb an Schaufelhinterkante	28
Abbildung 3.11:	Pitot-Rechen A und B mit Maßen	30
Abbildung 3.12:	Versuchsaufbau	31
Abbildung 3.13:	Hitzdrahtsonde	32
Abbildung 4.1:	Anordnung der Pitot-Rechen	33
Abbildung 4.2:	Totaldruckverteilung am Austritt mit eingebautem Sieb	35
Abbildung 4.3:	Totaldruckverteilung am Austritt ohne Sieb	35
Abbildung 4.4:	Ausschnitt des Frequenzspektrums von Messpunkt MP2	37
Abbildung 4.5:	Frequenz über der Austrittsgeschwindigkeit (ohne Sieb)	38
Abbildung 5.1:	Fäden am Gehäusaustritt	39
Abbildung 5.2:	Vergleich des normierten Verlusts mit und ohne Sieb	40

ii Tabellenverzeichnis

Tabelle 1:	Polare Koordinaten der drei Messpunkte MP1, MP2 und MP3	36
Tabelle 2:	Gemessene Geschwindigkeiten bei vier verschiedenen Motorfrequenzen (ohne Sieb)	37
Tabelle 3:	Mittelwerte von Totaldruck, proz. und norm. Verluste und Geschwindigkeit	41

iii Formelzeichen und Abkürzungen

Formelzeichen

a	m/s	Schallgeschwindigkeit
α	$W/m^2 K$	Wärmeübergangszahl
A_0, B_0	—	Konstanten
A, B	—	Kalibrierkonstanten
$A_{aus,O}$	m^2	Austrittsquerschnitt (Original)
$A_{aus,M}$	m^2	Austrittsquerschnitt (Modell)
c	m/s	charakteristische Geschwindigkeit
c_{ein}	m/s	Geschwindigkeit am Gehäuseeintritt
c_{aus}	m/s	Geschwindigkeit am Gehäuseaustritt
$c_{aus,O}$	m/s	Geschwindigkeit am Gehäuseaustritt (Original)
$c_{aus,M}$	m/s	Geschwindigkeit am Gehäuseaustritt (Modell)
c_p	$J/kg K$	spezifische Wärmekapazität bei konstantem Druck
c_v	$J/kg K$	spezifische Wärmekapazität bei konstantem Volumen
$D_{aus,O}$	m	Außendurchmesser des Austrittsquerschnitts (Original)
$d_{aus,O}$	m	Innendurchmesser des Austrittsquerschnitts (Original)
$D_{aus,M}$	m	Außendurchmesser des Austrittsquerschnitts (Modell)
$d_{aus,M}$	m	Innendurchmesser des Austrittsquerschnitts (Modell)
F	m^2	Sensorfläche
f	Hz	Frequenz
g	m/s^2	Erdbeschleunigung
κ	—	Isentropenexponent
l	m	charakteristische Länge
λ	$J/m s K$	Wärmeleitfähigkeit
Ma	—	Mach Zahl
\dot{m}	kg/s	Massenstrom
\dot{m}_{Geh}	kg/s	nötiger Massenstrom durch Gehäuse
\dot{m}_{max}	kg/s	maximaler Massenstrom des Gebläses
μ	Ns/m^2	charakteristische Länge
Nu	—	Nußelt Zahl
ν	m^2/s	kinematische Zähigkeit
p	Pa	absoluter Druck (Ähnlichkeitsgesetze)
p_d	Pa	dynamischer Druck
p_s	Pa	statischer Druck
p_t	Pa	Totaldruck
$p_{t,ein}$	Pa	Totaldruck am Gehäuseeintritt

$p_{t,ein,O}$	Pa	Totaldruck am Gehäuseeintritt (Original)
$p_{t,aus}$	Pa	Totaldruck am Gehäuseaustritt
$p_{s,ein}$	Pa	statischer Druck am Gehäuseeintritt
$p_{s,ein,O}$	Pa	statischer Druck am Gehäuseeintritt (Original)
$p_{s,aus}$	Pa	statischer Druck am Gehäuseaustritt
$p_{s,aus,O}$	Pa	statischer Druck am Gehäuseaustritt (Original)
Q	m^3/min	maximale Fördermenge des Gebläses
\dot{q}_W	J	auf Wand übertragene Wärmemenge
\dot{q}_L	J	durch Wärmeleitung übertragene Wärmemenge
\dot{Q}_L	J	Wärmeleitungsverluste
\dot{Q}_E	J	Ohmsche Wärme
\dot{Q}_K	J	konvektiv abgegebene Wärme
R	$J/kg\ K$	allgemeine Gaskonstante
R_s	$J/kg\ K$	spezifische Gaskonstante
R_{Luft}	$J/kg\ K$	spezifische Gaskonstante von Luft
R_0	Ω	Arbeitswiderstand des Hitzdrahtes
R_0, R_1	Ω	Widerstände der Wheatstone'schen Brücke
ρ	kg/m^3	Dichte
ρ_{Luft}	kg/m^3	Luftichte
σ	kg/s^2	Oberflächenspannung
$S(f)$	W/Hz	spektrale Leistungsdichte
t	s	charakteristische Zeit
T	K	absolute Temperatur (Ähnlichkeitsgesetze)
T_F	K	Fluidtemperatur
T_W	K	Wandtemperatur
T_S	K	Sensortemperatur
U	V	elektrische Heizspannung
U_B	V	Brückenspannung
ξ_{proz}	$\%$	prozentualer Verlust
ξ_{norm}	$-$	normierter Verlust
z	m	geodätische Höhe

Abkürzungen

CTA	Constant Temperature Anemometry (Konstant Temperatur Anemometrie)
DLR	Deutsches Zentrum für Luft und Raumfahrt
FS	Full Scale
HDT	Hochdruckturbine

NG-Turb	Next Generation Turbine
NDT	Niederdruckturbine

1 Einleitung

Seit Jahren ist der Luftverkehr der am schnellsten wachsende Verkehrsbereich weltweit [Sterz09, S. 22] und hat sich in Europa zwischen 1980 und 2000 etwa verdreifacht. Im Zuge der Weltwirtschaftskrise gab es einen starken Wachstumseinbruch, jedoch wandeln sich die negativen Wachstumsraten seit Anfang 2010 wieder in positive [DLR-1]. Mit steigendem Verkehrsaufkommen steigen auch die Schadstoffemissionen und so arbeiten Forschung und Wirtschaft gemeinsam an zahlreichen Projekten, die mit dem Einsatz neuer Technologien den Treibstoffverbrauch und damit auch den Schadstoffausstoß verringern sollen [Bräun09, S. 1010]. Mittlerweile haben Turbinen für Flugzeugtriebwerke und stationäre Kraftwerke bereits einen außerordentlich hohen Entwicklungsstand erreicht. Weitere Verbesserungen erfordern deshalb große Anstrengungen und sind im Allgemeinen nur dann zu erreichen, wenn es gelingt durch eine enge Verbindung von Experiment und Theorie die beobachteten Strömungsphänomene numerisch zu simulieren und dadurch besser zu verstehen. Während auf der einen Seite für die numerische Simulation leistungsfähige Rechner und Codes zur Verfügung stehen, besteht auf der anderen Seite ein großer Mangel an geeigneten Versuchsanlagen [vgl. Amecke].

Die Abteilung Turbine des Instituts für Antriebstechnik im DLR Göttingen errichtet derzeit einen neuen Turbinenprüfstand. Die Abbildung 1.1 zeigt eine 3D-Ansicht des geplanten Prüfstandes. Dabei bedeutet NDT=Niederdruckturbine und HDT=Hochdruckturbine.

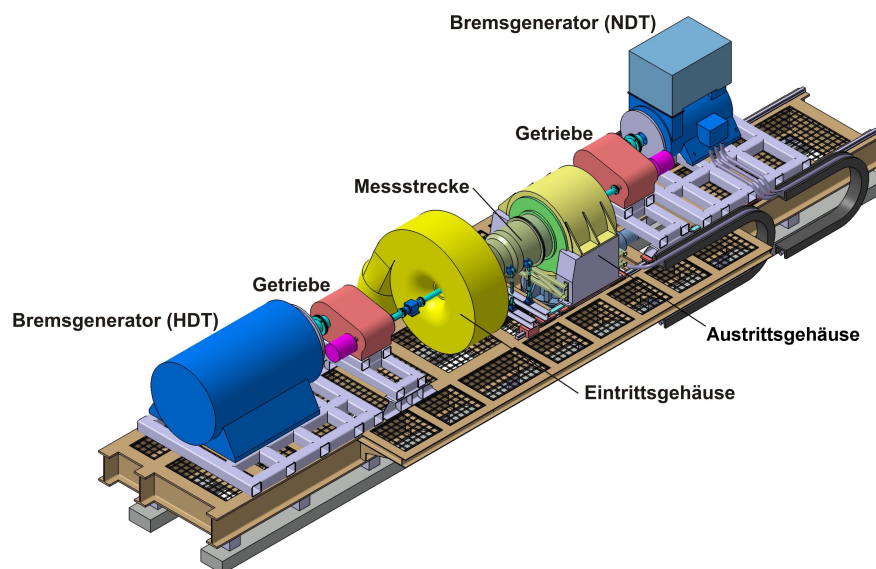


Abbildung 1.1: Geplanter Turbinenprüfstand in 3D-Ansicht
Quelle: DLR intern

Ein besonders kritisches Bauteil im Prüfstand ist das spirale Eintrittsgehäuse (Gelb), da die tangential Zuströmung in eine axiale und möglichst homogene Strömung umgelenkt werden muss. Die Abbildung 1.2 zeigt zur Verdeutlichung wie die Strömungszuführung tangential ins Eintrittsgehäuse

eingeleitet und dann in Richtung der Messstrecke axial umgelenkt wird.

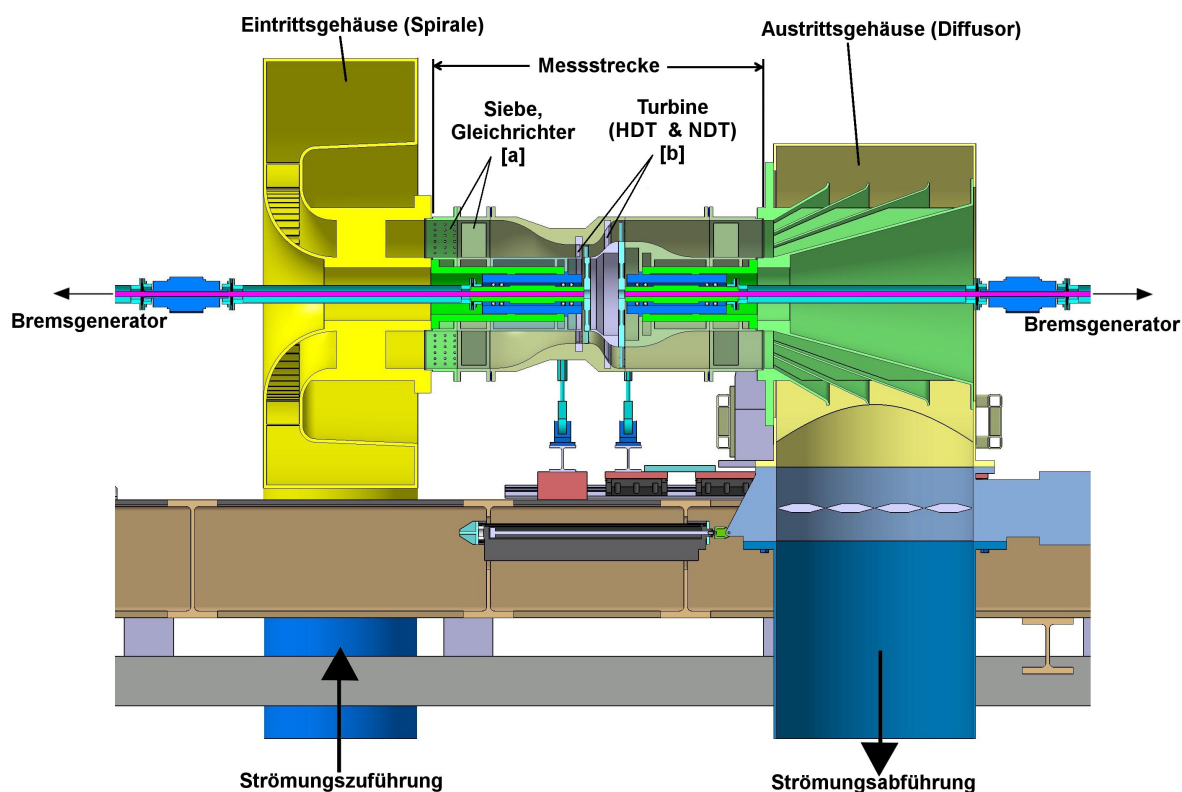


Abbildung 1.2: Schnitt der Messstrecke des geplanten Turbinenprüfstandes
Quelle: DLR intern

Zur Realisierung homogener Zuströmbedingungen für die Turbine [b] ist der Einsatz von Sieben und Strömungsgleichrichtern [a] vorgesehen. Nachteilig hierbei ist ein erhöhter Druckverlust, abhängig vom Grad der Inhomogenität, der über den Antriebsverdichter kompensiert werden muss. Zur Bestimmung der Auslegungsparameter für die Siebe und Gleichrichter soll im Vorfeld die Abströmung eines 1:4 Modells des geplanten Eintrittshäuses messtechnisch untersucht werden.

Ziel der Arbeit ist es für diese Messung einen geeigneten Messaufbau zu konstruieren und im fertigen Aufbau die Vermessung und Beurteilung der charakteristischen Strömungsgrößen wie Geschwindigkeit und Totaldruck vorzunehmen. Darüber hinaus soll am Ende der Arbeit geklärt sein, ob das Modell zur Fertigung des Großteils geeignet ist.

Das Modell des Zuströmgehäuses wurde mittels Stereolithografie hergestellt und auf ein vorhandenes Gebläse montiert. Als Messtechniken sollen zum einen Pitotrohre zur Ermittlung der Druck- und Geschwindigkeitsverteilung sowie Hitzdrahtsonden für instationäre Messungen zum Einsatz kommen. Ebenso soll die Durchströmung der Umlenkschaufeln mittels einfacher Strömungssichtbarmachung durch Wollfäden qualitativ bewertet werden.

2 Grundlagen

Das Kapitel Grundlagen soll für die Arbeit wichtige Begriffe und Sachverhalten klären. Auf den folgenden Seiten werden die Ähnlichkeitsgesetze zur Auslegung von Modellversuchen, strömungsmechanische Grundlagen und die verwendeten Messtechniken erläutert.

2.1 Ähnlichkeitsgesetze und Ähnlichkeitskennzahlen

Wie in der Einleitung erläutert, findet die experimentelle Untersuchung des Eintrittsgehäuses an einem 1:4 Modell statt. Bei Versuchen im verkleinerten Maßstab ist es wichtig, dass Großausführung und Modell nicht nur *geometrisch* ähnlich sind, sondern es muss auch die Fluidbewegung ähnlich verlaufen. Letzteres wird *dynamische* Ähnlichkeit genannt. [Eckel97, S. 278]

Eine *geometrische* Ähnlichkeit liegt vor, wenn zwischen allen Abmessungen von Modell und Original ein konstantes Verhältnis besteht, also das Modell eine exakte Kopie des Originals im veränderten Maßstab darstellt. Zwei verschiedene physikalische Prozesse sind *dynamisch* ähnlich, wenn die Variablen des einen Prozesses zu den Variablen des anderen in einer festen Beziehung stehen, wenn also die Verhältnisse der an sich entsprechenden Massen angreifenden Kräfte bei Original und Modell gleich sind.

Folgende Kräfte, die, wie in der Strömungsmechanik üblich, auf die Volumeneinheit bezogen sind, spielen bei Modelluntersuchungen eine Rolle:

Trägheitskraft	$\rho \frac{c^2}{l}, \rho \frac{c}{t}$
Reibungskraft	$\frac{\mu c}{l^2}$
Schwerkraft	ρg
Kapillarkraft	$\frac{\sigma}{l^2}$
Kompressionskraft	$\frac{p}{l} = \rho \frac{RT}{l} \sim \rho \frac{a^2}{l}$

Mit:

c, l, t	charakteristische Geschwindigkeit, - Länge und - Zeit
p	absoluter Druck
ρ	Dichte
μ	dynamische Zähigkeit
$a = \sqrt{\kappa RT}$	Schallgeschwindigkeit
T	absolute Temperatur

$\kappa = c_p/c_v$	Verhältnis der spezifischen Wärmen mit
c_p, c_v	spezifischen Wärmen bei konstantem Druck bzw. Volumen
R	allgemeine Gaskonstante
g	Erdbeschleunigung
σ	Oberflächenspannung.

Die Trägheitskraft $\rho c^2/l$ ist bei den meisten Strömungsvorgängen von zentraler Bedeutung. Die für einen speziellen Vorgang wichtige Kennzahl, die bei einer Modellierung konstant gehalten werden muss, ergibt sich aus dem Verhältnis der für diesen Vorgang charakteristischen Kraft zur Trägheitskraft. Die sich aus den oben zusammengestellten Kräften ergebenden Kennzahlen sind die Reynolds Zahl, Froude Zahl, Weber Zahl, und die Mach Zahl [vgl. Eckel97, S. 278 f.]¹. Für den vorliegenden Fall ist nun zu prüfen, welche Kräfte zu berücksichtigen sind.

Da Reibungskräfte in bewegten Fluiden immer eine Rolle spielen, ist die Reynolds Zahl eine zu berücksichtigende Kennzahl. Diese setzt sich folgendermaßen zusammen.

$$Re = \frac{\rho c^2 l^2}{l \mu c} = \frac{\rho c l}{\mu} = \frac{c l}{\nu}$$

Mit:

$$\nu = \mu/\rho \quad \text{kinematische Zähigkeit}$$

Der Einfluss der Schwerkraft kann aufgrund der geringen Dichte des Fluids (Luft) und der Größe des Modells vernachlässigt werden. Auch die Kapillarkraft kann aufgrund der Geometrie des Modells vernachlässigt werden. Somit sind die Froude Zahl und die Weber Zahl für die Ähnlichkeitsbetrachtung des vorliegenden Falls nicht zu berücksichtigen.

Die letzte oben genannte Kraft war die Kompressionskraft. Die Kompressibilität von Luft ist jedoch erst ab einer gewissen Strömungsgeschwindigkeit entscheidend. Als Kennzahl ist hier die Mach Zahl heranzuziehen. Die Machzahl Ma ist folgendermaßen definiert [vgl. Eckel97, S. 282]:

$$Ma = \sqrt{\frac{\rho c^2}{l} \frac{l}{\rho a^2}} = \frac{c}{a}$$

Für Luft (Schallgeschwindigkeit $a \approx 340 \text{ m/s}$ bei 0°C und $1,0133 \text{ bar}$) erweisen sich Strömungsgeschwindigkeiten bis 100 m/s , d.h. $Ma \approx 0,3$, als praktisch noch zulässig für annähernd inkompressibles Verhalten [vgl. Sigl08, S. 8]. Bei dem zu untersuchenden Modell treten Geschwindigkeiten von $c > 100 \text{ m/s}$ jedoch nicht auf. Somit kann auch die Mach Zahl unberücksichtigt bleiben und die Reynolds Zahl ist die einzige konstant zu haltende Kennzahl.

¹Für weitere und ausführliche Informationen zu Ähnlichkeitskennzahlen soll an dieser Stelle auf entsprechende Literatur, wie zum Beispiel das schon zitierte Buch „Einführung in die Strömungsmesstechnik“ von H. Eckelmann verwiesen werden.

Die Bedingung ist also eine konstante Reynolds Zahl. Dafür sollen die Formeln zur Berechnung der Reynolds Zahlen von Modell (Index M) und Original (Index O) einmal gleichgesetzt werden (siehe Formel 2-1).

$$\frac{c_M l_M}{\nu_M} = \frac{c_O l_O}{\nu_O} \quad (2-1)$$

Die kinematische Viskosität ν ist abhängig vom Fluid und von den Umgebungsbedingungen Druck und Temperatur. Da beim späteren Betrieb und beim Modellversuch das gleiche Fluid und annähernd ähnliche Bedingungen vorliegen, gilt:

$$\nu_M = \nu_O \quad (2-2)$$

Das Größenverhältnis ist schon durch den Modellmaßstab festgelegt. Demnach gilt folgende Gleichung (Gl.):

$$\frac{l_M}{l_O} = \frac{1}{4} \quad (2-3)$$

Wird Gl. 2-2 und 2-3 in die Gl. 2-1 eingesetzt und nach c_M umgestellt, ergibt sich:

$$c_M = 4 c_O \quad (2-4)$$

Aus Gl. 2-4 ist nun ersichtlich, dass die einzustellende Strömungsgeschwindigkeit beim Modellversuch der vierfachen Originalgeschwindigkeit entspricht.

Für die Berechnungen der konkreten Werte soll an dieser Stelle auf Kapitel 3.1.4 *Anwendung der Ähnlichkeitsbeziehungen* verwiesen werden.

Bei der Bearbeitung dieser Arbeit spielt noch eine weitere Kennzahl eine Rolle. So ist die Nußelt Zahl bei Strömungen mit Wärmeübergang zwischen einem Fluid und einer Wand wichtig. Sie ist folgendermaßen definiert:

$$Nu = \frac{\alpha l}{\lambda}$$

Sie ist das Verhältnis der durch Konvektion pro Zeit und Flächeneinheit auf die Wand übertragene Wärmemenge $\dot{q}_W = \alpha(T_F - T_W)$ zu der bei gleichem Temperaturunterschied durch Wärmeleitung übertragenen Wärmemenge $\dot{q}_L = \lambda(T_F - T_W)/l$.

Mit:

α	Wärmeübergangszahl
T_F	Fluidtemperatur
T_W	Wandtemperatur
λ	Wärmeleitfähigkeit

[vgl. Eckel97, S. 280]

Die Nußelt Zahl spielt für die Hitzdrahtanemometrie eine wichtige Rolle und wird später im Kapitel 2.3.2 *Hitzdrahtanemometrie* aufgeführt. Sie ist aber nicht für die Auslegung des Versuchsstandes

entscheidend und wird deshalb nicht Teil der späteren Berechnungen im Kapitel 3.1.4 *Anwendung der Ähnlichkeitsbeziehungen* sein.

2.2 Strömungsmechanische Grundlagen

2.2.1 Bernoulli Gleichung

Die Bernoulli Gleichung bildet die Grundlage für die Messung der Strömungsgeschwindigkeit mit Hilfe von Staurohren. Sie wird aus der Eulerschen Bewegungsgleichung durch Integration längs einer Stromlinie erhalten. Zwischen zwei Punkten (Index 1 und 2) und zu einer festen Zeit ergibt sich für eine instationäre, inkompressible Strömung folgende Gleichung:

$$\int_1^2 \frac{\partial c}{\partial t} ds + \frac{c_2^2 - c_1^2}{2} + g(z_2 - z_1) + \frac{p_2 - p_1}{\rho} = 0 \quad (2-5)$$

Mit:

$(z_2 - z_1)$ geodätischer Höhenunterschied

Die einzelnen Glieder der Gleichung 2-5 haben die Dimension einer spezifischen Energie und können folgendermaßen interpretiert werden:

$\int_1^2 \frac{\partial c}{\partial t} ds$ spezifische Beschleunigungsarbeit;
(Dieser Term wird bei einer stationären Strömung Null.)

$\frac{c_2^2 - c_1^2}{2}$ Änderung der spezifischen kinetischen Energie

$\frac{p_2 - p_1}{\rho}$ Änderung der spezifischen Druckenergie

$g(z_2 - z_1)$ spezifische Arbeit gegen das Schwerfeld oder Änderung der spezifischen potentiellen Energie;
(Dieser Term ist bei einer Luftströmung mit annähernd konstanter Höhe z vernachlässigbar.)

[vgl. Schade07, S. 83 und Eckel97, S. 13]

Somit ergibt sich für eine inkompressible, stationäre Luftströmung mit annähernd konstanter Höhe z folgende Gleichung:

$$\frac{c_1^2}{2} + \frac{p_1}{\rho} = \frac{c_2^2}{2} + \frac{p_2}{\rho} = \text{const} \quad (2-6)$$

Wird die Gleichung 2-6 mit ρ multipliziert, so ergibt sich die so genannte Druckform der Bernoulli Gleichung:

$$\frac{\rho}{2} c_1^2 + p_1 = \frac{\rho}{2} c_2^2 + p_2 = \text{const} \quad (2-7)$$

Die Gleichung 2-7 kann auch als

$$p_d + p_s = p_t \quad (2-8)$$

geschrieben werden.

Mit:

$$\begin{array}{ll} p_d = \frac{\rho}{2} c^2 & \text{dynamischer Druck} \\ p_s = p + (\rho g z) & \text{statischer Druck}^2 \\ p_t & \text{Totaldruck} \end{array}$$

[vgl. Eckel97, S. 15]

2.2.2 Kontinuitätsgleichung

Die Kontinuitätsgleichung sagt aus, dass die Masse eines materiellen Volumens zeitlich konstant bleibt. Für einen Stromfaden formuliert, gilt bei einer stationären Strömung folgend Gleichung 2-9 sowie längs des Stromfadens Gleichung 2-10:

$$\rho_1 c_1 A_1 = \rho_2 c_2 A_2 \quad (2-9)$$

$$\rho c A = \text{const} = \dot{m} \quad (2-10)$$

Mit:

$$\dot{m} \quad \text{Massenstrom}$$

[vgl. Schade07, S. 72]

2.2.3 Wichtige Begriffe

Stromlinie

Das Geschwindigkeitsfeld zur Zeit t ordnet jedem Punkt \vec{x} einen Geschwindigkeitsvektor zu. Die Kurven, deren Tangentenrichtungen mit den Richtungen der Geschwindigkeitsvektoren übereinstimmen, sind die Stromlinien. Sie vermitteln ein anschauliches Bild des Strömungsverlaufes zu Zeit t . Als Demonstration dient ein Kurzzeitfoto vieler schwimmender Teelichter (Richtungsfeld).

Streichlinie

Zur festen Zeit t verbindet die Streichlinie alle materiellen Punkte, die zu irgendeiner Zeit t' den festen Ort \vec{y} passiert haben. Läuft am Ort \vec{y} z.B. Farbe in die Flüssigkeit, so bildet sich ein Farbfaden aus. Eine Momentaufnahme des Farbfadens zur Zeit t ist eine Streichlinie.

² $\rho g z$ steht hier in Klammern, da es für den vorliegenden Fall irrelevant ist

Stromfaden

Der Stromfaden ist das Fluid einer soweit im Querschnitt verkleinerten *Stromröhre*, dass in jedem Querschnitt die relevanten strömungsphysikalischen Größen c , p , T , ρ , v als konstant angesehen werden können. Die Stromröhre stellt das Fluid innerhalb des Mantels von Streichlinien dar, die durch die Randpunkte einer beliebig großen ortsfesten Fläche A verlaufen. Der Massenstrom durch die Stromröhre ist konstant, da kein Fluid den Mantel durchdringen kann. [vgl. Siek08 und Spurk06]

2.3 Messtechnik Grundlagen

In diesem Unterkapitel sollen die Grundlagen der in der Einleitung erwähnten Strömungsmesstechniken (Pitot Rohre und Hitzdrahtanemometrie), die bei der experimentellen Untersuchung zum Einsatz kommen, näher erklärt werden.

2.3.1 Druckmesssonden

Zur Messung des Totaldruckes, des dynamischen Druckes und des statischen Druckes in einem Strömungsfeld werden sehr unterschiedliche Sondentypen eingesetzt.

Als *statischer Druck* wird die Normalkraft pro Flächeneinheit bezeichnet, die das Strömungsmedium auf ein strömungsparalleles Wandelement ausübt. Die gebräuchlichste Methode zur experimentellen Bestimmung des statischen Druckes ist es, am gewünschten Messort eine kleine Wandbohrung einzubringen (siehe Abbildung 2.1), die über einen Schlauch mit einem Druckaufnehmer verbunden ist. Da der statische Druck über die Wandgrenzschicht praktisch konstant ist (Prandtl'sche Grenzschichthypothese), entspricht dieser Messwert auch dem lokalen statischen Druck der Außenströmung und ist maßgeblich für die Zustandsgrößen (Dichte, spezifische Wärme etc.) des Strömungsmediums am Ort der Messung [vgl. Schade07, S. 8 ff.]. Weiterhin existieren auch Sonden zur Messung des statischen Druckes, die aber bei der Untersuchung nicht zum Einsatz kommen.

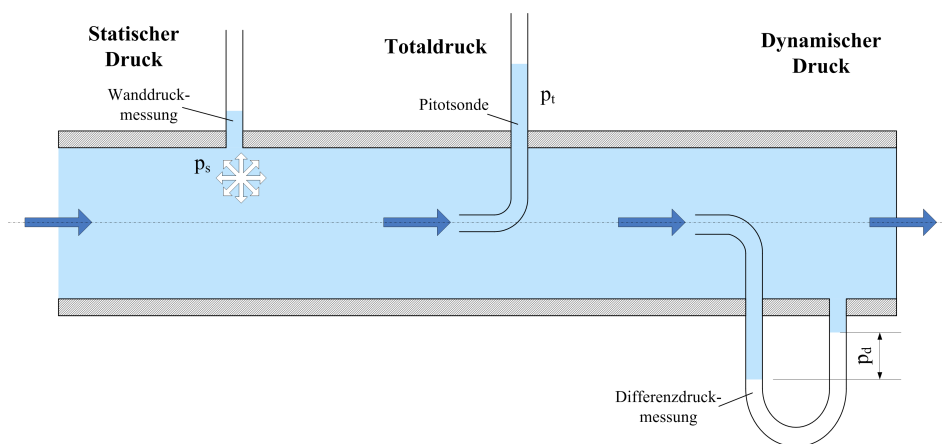


Abbildung 2.1: Druckmessungen in einem strömenden Fluid

Der *Totaldruck* stellt sich am vorderen Staupunkt eines Körpers ein und kann hier durch Anbringen einer Bohrung gemessen werden. Als einfachste Körperform bietet sich hierfür ein in Strömungsrichtung offenes, dünnwandiges Metallröhrchen (siehe Abbildung 2.1). Die Totaldrucksonden werden auch Staudrucksonden oder Pitot Rohre³ genannt.

Da es bei der Totaldruckmessung darauf ankommt, die Sonde so auszurichten, dass Staupunkt und Druckanbohrung zusammenfallen, wurden Sondenkopfformen entwickelt, bei denen sich der

³ Benannt nach dem französischen Physiker Henri Pitot, der 1732 als erster die Strömungsgeschwindigkeit mit einer solchen Sonde gemessen hat.

Staupunkt möglichst wenig mit der Anströmrichtung verschiebt. In Abbildung 2.2 sind gebräuchliche Sondenkopfformen zusammengestellt.

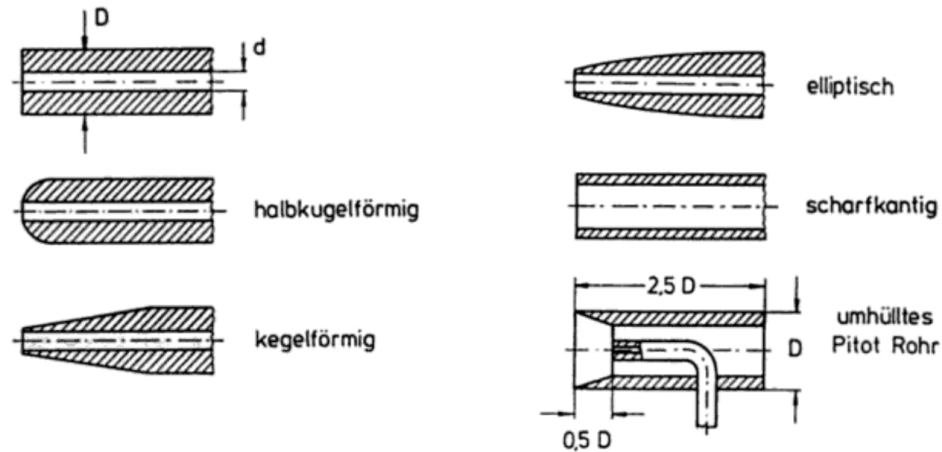


Abbildung 2.2: Gebräuchliche Sondenkopfformen für Pitot Rohre
Quelle: [Eckel97]

Grundsätzlich gilt, dass ein scharfkantiges Rohr umso richtungsunempfindlicher ist, je dünnwandiger es ist. Mit einem extrem dünnwandigen Rohr kann der Totaldruck mit einem maximalen Fehler von 1% in einem Winkelbereich von $\pm 23^\circ$ gemessen werden. Bei dickwandigen Rohren nimmt die Richtungsunempfindlichkeit mit zunehmendem Innen- zu Außendurchmesser Verhältnis d/D zu. Bei dickwandigen Rohren kann jedoch durch eine geeignete Kopfform die Richtungsunempfindlichkeit wieder vergrößert werden. So nimmt der 1% -Bereich der Richtungsunempfindlichkeit in Abbildung 2.2 von links oben nach rechts unten, also von scharfer Vorderkante ($\pm 10^\circ$) über halbkugelförmig ($\pm 12^\circ$), kegelförmige ($\pm 19^\circ$), elliptische Vorderkante ($\pm 21^\circ$) zum dünnwandigen Rohr ($\pm 23^\circ$) hin zu. Durch Umhüllen des Pitot Rohrs kann die Richtungsunempfindlichkeit noch bis zu ($\pm 60^\circ$) gesteigert werden [Eckel97, S. 22 f.]. Für das zu untersuchende Gehäuse wird eine scharfkantige Sondenkopfform verwendet (in Abbildung 2.2 oben links). Die Verwendung dieser Kopfform soll im Kapitel 3.3 *Messaufbau* erklärt werden.

Der *dynamische Druck* kann nun durch Differenzbildung von Totaldruck und statischem Druck gebildet werden (entsprechend Gleichung 2-8). Mithilfe nachstehender Formel ist es dann möglich, aus dem dynamischen Druck die Strömungsgeschwindigkeit zu errechnen [vgl. Schade07, S. 8 f.].

$$p_d = \frac{\rho}{2} c^2 \Rightarrow c = \sqrt{\frac{2p_d}{\rho}} \quad (2-11)$$

Zur Bestimmung des dynamischen Druckes, also des Differenzdruckes von Totaldruck und statischem Druck gibt es Differenzdrucksonden, auch Prandtl Rohr genannt. Bei dem zu untersuchenden Gehäuse kommen jedoch nur einfache Totaldrucksonden zum Einsatz. Da direkt am Austritt, also bei Umgebungsdruck gemessen wird, kann dieser als statischer Druck (Differenzdruck) verwendet

werden. Mehr dazu in Kapitel 3.3 *Messaufbau*.

2.3.2 Hitzdrahtanemometrie

Die Hitzdrahtanemometrie gehört zu den klassischen Geschwindigkeitsmessverfahren und erlaubt sowohl die Messung von zeitlich gemittelten Geschwindigkeiten als auch von Schwankungsgeschwindigkeiten. Insbesondere letztere Eigenschaft hat zu der großen Verbreitung dieser Messtechnik beigetragen, da hiermit die Turbulenz eines Strömungsvorganges quantitativ erfassbar ist.

Das Messprinzip beruht auf der konvektiven Kühlung eines elektrisch geheizten dünnen Metalldrahtes, der zwischen zwei Zinken der Hitzdrahtsonde eingespannt ist. Er wird mit Hilfe einer elektrischen Brückenschaltung auf eine Temperatur aufgeheizt, die deutlich oberhalb der Strömungstemperatur liegt. Die erforderliche elektrische Heizspannung ist ein Maß für die Strömungsgeschwindigkeit. Bei der Hitzdrahtanemometrie existieren zwei gebräuchliche Methoden. Die Konstant-Strom-Anemometrie und die Konstant-Temperatur-Anemometrie. Bei der Bearbeitung des vorliegenden Problems kommt die zweite Methode zum Einsatz, so dass auf nähere Erklärungen zur Konstant-Strom-Anemometrie verzichtet wird.

Die nachstehende Abbildung zeigt ein Ersatzschaltbild der Konstant-Temperatur-Anemometrie (Constant-Temperature-Anemometry - CTA).

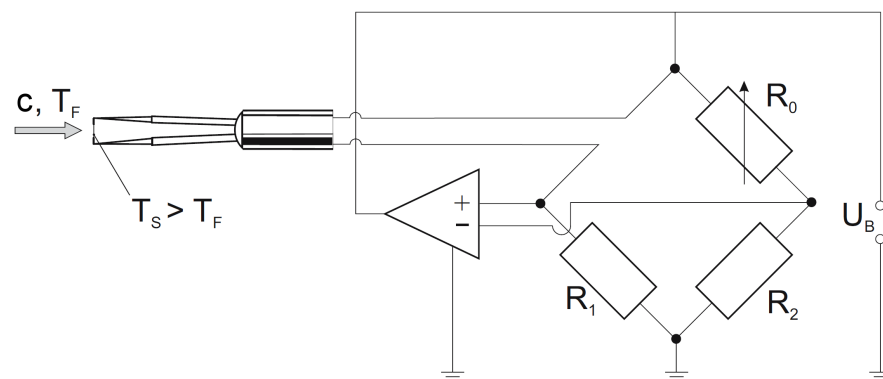


Abbildung 2.3: Schematischer Aufbau eines Konstant-Temperatur-Anemometers
Quelle: [Schade07]

Beim Schaltbild in Abbildung 2.3 wird die Übertemperatur des Sensors (gegenüber der Strömungstemperatur) durch Wahl des Operationswiderstandes R_0 gesteuert und über die Brückenschaltung konstant gehalten. Die Konstant-Temperatur-Regelung erfolgt unter Ausnutzung der ausgeprägten Temperaturabhängigkeit des Sensorwiderstandes, der einen nahezu linearen Zusammenhang zwischen elektrischem Widerstand und Sensortemperatur aufweist. Durch Vorgabe von R_0 ist damit eindeutig die mittlere Sensortemperatur festgelegt. In der Praxis wird dieser Widerstand üblicherweise so eingestellt, dass das Temperaturverhältnis T_S/T_F in der Größenordnung von $T_S/T_F \approx 1,5$ liegt.

Das thermoelektrische Messprinzip des Hitzdrahtes und damit auch der auszunutzende Zusammenhang zwischen Strömungsgeschwindigkeit und elektrischer Heizspannung ergibt sich aus der Wärmebilanz eines elektrisch geheizten und konvektiv gekühlten Drahtes. Die Abbildung 2.4 zeigt die Wärmebilanz des Hitzdrahtes.

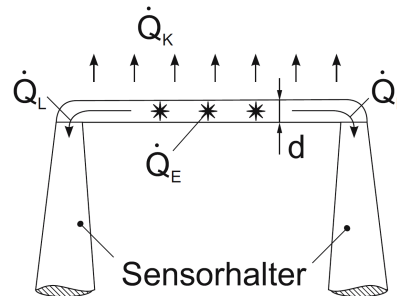


Abbildung 2.4: Wärmebilanz eines Hitzdrahtes
Quelle: [Schade07]

Unter Vernachlässigung von Strahlungsverlusten, die bei Hitzdrähten typischerweise kleiner als 1% der Konvektion sind, und zunächst auch unter Vernachlässigung der Wärmeleitungsverluste \dot{Q}_L des Hitzdrahtes in seine Halterungen (Idealisierung als unendlich langer Draht), stellt sich ein integrales Gleichgewicht zwischen der im Hitzdraht selbst erzeugten elektrischen bzw. Ohmschen Wärme \dot{Q}_E und der konvektiv an die Strömung abgegebenen Wärme \dot{Q}_K ein. Dieses Gleichgewicht kann als

$$\frac{U^2}{R_0} = F \alpha (T_S - T_F) \quad (2-12)$$

Mit:

R_0	Arbeitswiderstand des Hitzdrahtes
U^2	Quadrat der elektrischen Heizspannung
F	Sensorfläche
$T_S - T_F$	Temperaturdifferenz zwischen Sensor und Fluid

geschrieben werden.

Im CTA-Messmodus sind nun in der Formel 2-12, bei zusätzlich angenommener Konstanz der Strömungstemperatur T_F , alle Größen konstant. Da die konvektive Wärmeabgabe vom Hitzdraht an das Fluid durch eine Wärmeübergangsbeziehung für die Nußelt Zahl in Abhängigkeit von der Reynolds Zahl

$$Nu = A_0 + B_0 Re_d^n \quad (2-13)$$

Mit:

A_0, B_0 Konstanten

beschrieben ist, ergibt sich aus Gl. 2-12 und 2-13 unter Annahme konstanter Stoffwerte und Längen auch in der Nußelt und Reynoldszahl der Zusammenhang zwischen Heißspannung U und Strömungsgeschwindigkeit c :

$$U^2 = A + B c^n \quad (2-14)$$

Mit:

A, B Kalibrierkonstanten

Die Gleichung 2-14 wird als Kingsches Gesetz bezeichnet. Der Geschwindigkeitsexponent kann dabei näherungsweise zu $n = 0,5$ gesetzt werden, da die konvektive Wärmeabgabe des Hitzdrahtes infolge der kleinen Reynolds Zahl der Drahtumströmung als laminare Zylinderumströmung anzusehen ist und damit dieser Exponent aus der Wärmeübergangsfunktion (Nußeltfunktion) resultiert. Generell ist durch die Formel 2-14 eine sehr einfache Kalibrationsvorschrift für Hitzdrähte vorgegeben, die jedoch aufgrund der getroffenen Vereinfachungen zu leichten Abweichungen vom Experiment führen kann. In der nachstehenden Abbildung 2.5 ist eine derartige Kalibration gezeigt, bei der zwei Wertepaare zur Fixierung der Konstanten A und B verwendet wurden.

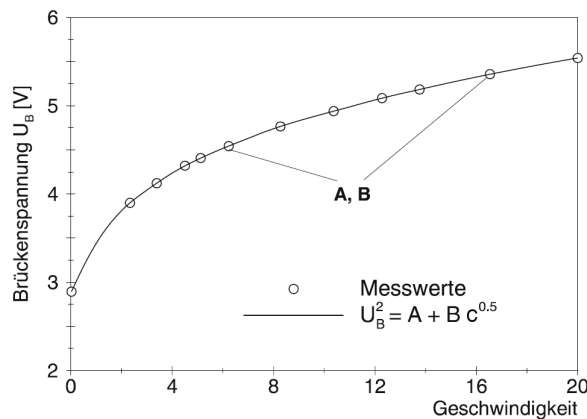


Abbildung 2.5: Kalibrierung eines Hitzdrahtes
Quelle: [Schade07]

Als Referenzverfahren für die Strömungsgeschwindigkeit wird bei Hitzdraht-Kalibrierungen üblicherweise ein Pitot oder Prandtl Rohr eingesetzt. Allerdings ist nun nicht die Heizspannung U des Sensors entsprechend, sondern die unmittelbar als Messwert des Hitzdraht-Anemometers anfallende Brückenspannung U_B aufgetragen. Diese beiden Spannungen stehen jedoch in direktem Zusammenhang, und zwar bezugnehmend auf das Ersatzschaltbild über:

$$U = \frac{U_B R_0}{R_0 + R_1}$$

Da die Widerstände R_0 und R_1 konstant sind, ist die Spannung U und U_B durch einen konstanten Faktor verknüpft, sodass auch die Transformation des Kingschen Gesetzes auf die Brückenspannung möglich ist [vgl. Schade07, S. 49 ff.].

Für weitere Vertiefung zum Thema Hitzdrahtanemometrie und speziell zur Kalibrierung von Hitzdrähten soll an dieser Stelle auf die Fachliteratur verwiesen werden. Die Hitzdrahtanemometrie wird bei dem zu untersuchenden Modell ausschließlich zur Erforschung der zeitlichen Schwankung der Strömungsgeschwindigkeit genutzt. Wie die CTA- Messdaten ausgewertet werden, soll nun erklärt werden.

Zur Messung der zeitlichen Schwankung der Geschwindigkeit wird die sich ändernde Heizspannung aufgezeichnet. Eine Umrechnung in eine Geschwindigkeit erfolgt demnach nicht und die gemessene Spannung wird direkt über der Zeit aufgetragen. Anschließend kommt eine interne Spektralanalyse „Power Spectral Estimation“ zur Anwendung, die als Folge eine Leistungsdichtefunktion ausgibt. Dahinter steckt eine im Programm implementierte Fast-Fourier-Transformation, die das Frequenzspektrum des gemessenen Zeitsignals berechnet. Der Graph zeigt dann die Leistungsdichte über der Frequenz. Mit dieser einfachen Transformation ist es nun möglich, vorherrschende Frequenzen sichtbar zu machen.

Dafür wird Software der Firma DANTEC genutzt, welche auch für die Hitzdrahtmessungen verwendet wird.

2.4 Siebe und Gleichrichter

Siebe und Gleichrichter werden in Windkanälen eingesetzt, um das Geschwindigkeitsprofil zu vergleichmäßigen und die turbulenten Schwankungen zu dämpfen.

Gleichrichter werden genutzt, um eine eventuelle Drehung in der Strömung zu beseitigen. Dabei teilt der Gleichrichter die ankommende Strömung in viele einzelne Bereiche, die dann parallel ausgerichtet werden. Gebräuchliche Gleichrichter bestehen aus aufeinander geschichteten runden Rohrenden, aus bienenwabenhähnlichen Strukturen [vgl. Eckel97, S. 289].

Siebe werden hauptsächlich zur Vergleichmäßigung des Geschwindigkeitsprofils eingesetzt. Das Sieb stellt einen Strömungswiderstand dar, der umso größer wird, je höher die Durchströmungsgeschwindigkeit ist. Ist die Anströmung ungleichmäßig, müssen die Bereiche mit höherer Geschwindigkeit einen höheren Strömungswiderstand überwinden. Das Drahtsieb verringert demnach die Geschwindigkeitsunterschiede [vgl. Draht60]. Dies ist in Abbildung 2.6 einmal schematisch dargestellt.

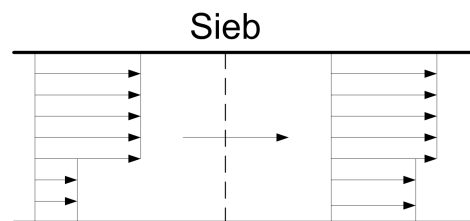


Abbildung 2.6: Vergleichmäßigung der Strömung durch ein Sieb

In der Einleitung wurde beschrieben, dass im Zuge der Messungen, die Auslegungsparameter für Siebe, die zwischen Gehäuseaustritt und Messstrecke montiert werden, ermittelt werden sollen. Bei Sieben sind vor allem zwei Parameter wichtig. Der Widerstandsbeiwert c_W und Geschwindigkeit, bzw. die Geschwindigkeitsabweichungen. Der Widerstandsbeiwert hängt direkt mit der Geometrie des Drahtsiebes, bzw. der darin verwendeten Drähte zusammen [Vgl. Draht60]. Da die Auslegung eines geeigneten Siebes jedoch nicht mehr Gegenstand dieser Arbeit sein wird, soll die Information reichen, dass der für die Siebauslegung wichtige messbare Parameter die Geschwindigkeit ist.

Siebe können aber auch für andere Aufgaben eingesetzt werden, wie zur Strömungsablenkung (Abbildung 2.7a) und Konstruktion kurzer Diffusoren (Abbildung 2.7b).

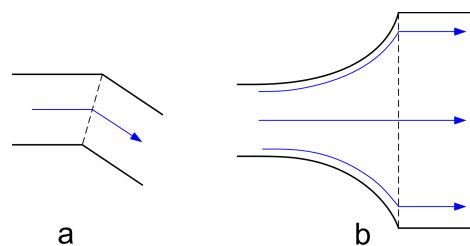


Abbildung 2.7: Strömungsablenkung und Konstruktion kurzer Diffusoren durch Siebe

3 Auslegung des Versuchsstandes

3.1 Modell und Methode

In diesem Kapitel soll zunächst das zu untersuchende Modell genauer vorgestellt werden. Darüber hinaus soll die Methode zur Bearbeitung der Aufgabenstellung erläutert werden. Abschließend werden getroffene Vereinbarungen aufgeführt.

3.1.1 Vorstellung des zu untersuchenden Modells

Wie schon in der Einleitung erwähnt, ist das zu untersuchende Objekt ein 1:4 Modell des Originalzuströmgehäuses, welches ein Bestandteil des neuen Turbinenprüfstandes „NG-Turb“ sein wird. Die Hauptfunktion des Zuströmgehäuses wird es sein, die vom Verdichter kommende Luft so umzulenken, dass sie axial auf die Messstrecke strömt. Dabei sollte die Abströmung möglichst homogen über den Austrittsquerschnitt sein. Das Originalgehäuse wurde von Mitarbeitern des DLR-Göttingen konstruiert und numerisch optimiert. Da die Auslegung des Gehäuses nicht Teil dieser Arbeit war, soll hier auch nicht weiter darauf eingegangen werden. Danach wurde vom Originalgehäuse ein 1:4 Modell konstruiert, an dem ein Flansch zum Befestigen auf dem Versuchsgebläse sowie ein Flansch zur Befestigung der Messtechnik vorgesehen wurde. Der Flansch zum Befestigen auf dem Versuchsgebläse sowie die anschließende Düse weichen geometrisch vom Originalgehäuse ab. Der Grund hierfür ist, dass das Originalgehäuse später an ein Rohr angeschlossen wird, das Modell aber auf dem rechteckigen Austrittsquerschnitt des Gebläses sitzt. Im späteren Verlauf dieser Arbeit wird darauf noch näher eingegangen.

In der Abbildung 3.1 sind 2 Ansichten des 3D-Modells zu sehen. Für die Abmaße des Modells, ist im Anhang S. A1 außerdem eine technische Zeichnung des Modells zu finden. Weiterhin findet sich im Anhang auf S. A2 eine technische Zeichnung des Originalgehäuses. An dieser Stelle ist noch zu erwähnen, dass sich auf der Rückseite (in Abbildung 3.1 links) eine durchsichtige Kunststoffscheibe befindet, die aber in der Abbildung zur besseren Veranschaulichung ausgeblendet wurde.

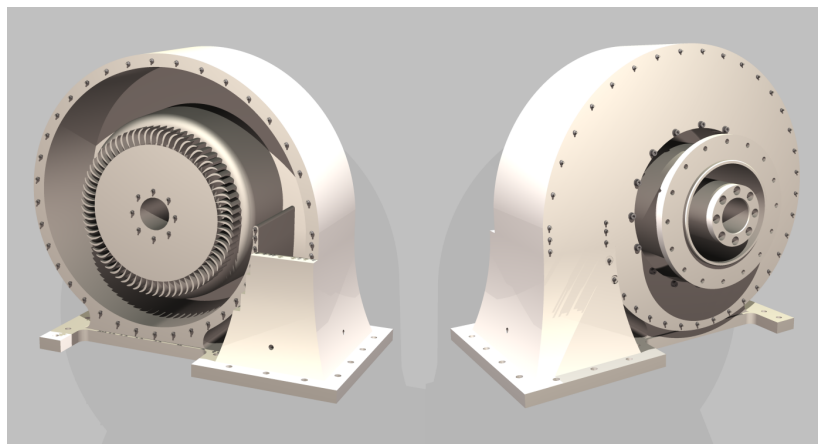


Abbildung 3.1: Modell des Gehäuses (CAD)

Die nachstehende Abbildung 3.2 zeigt eine mögliche Stromlinie. Es ist zu erkennen, dass die Strömung durch eine Düse in das Spiralgehäuse eintritt und dann durch die Umlenkschaufeln radial nach Innen geführt wird. Hinter den Schaufeln erfolgt eine weitere Umlenkung, wonach die Strömung axial aus dem Gehäuse austritt.

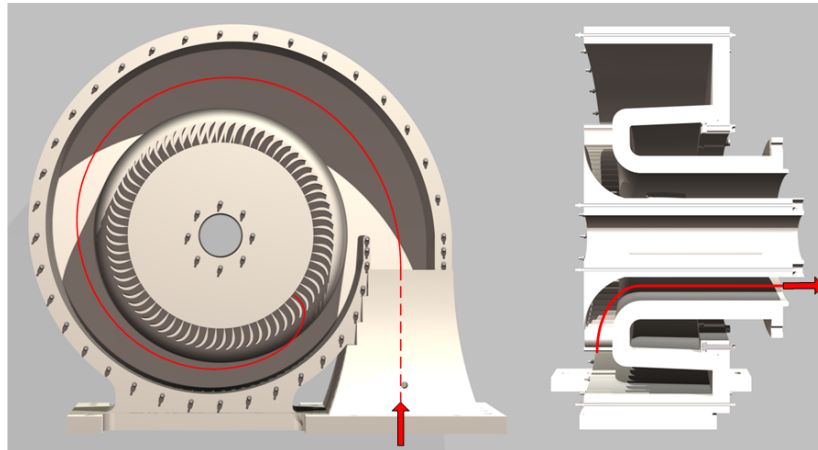


Abbildung 3.2: Mögliche Stromlinie (eingezeichnet)

3.1.2 Vorgehensweise

Vor Beginn der Untersuchungen soll zunächst ein Konzept für die Herangehensweise an die Messung entwickelt werden. Das zu untersuchende Gehäuse ist ein Prototyp und demnach ist das Verhalten der Strömung unbekannt. Um einen sinnvollen Versuchsstand aufzubauen, werden deshalb anfänglich erste Versuche durchgeführt. Diese Versuche beinhalten Druck- und Geschwindigkeitsmessungen sowie Strömungsvisualisierung. Alle Messungen und Messergebnisse aus diesen ersten Experimenten sind im weiteren Verlauf dieser Arbeit unter dem Begriff „Vorversuche“ eingeordnet.

Durch die Vorversuche können demnach grundlegende Probleme oder ungewollte Strömungsphänomene aufgedeckt und bewertet werden. Eventuell werden bauliche Veränderungen oder sogar eine Neuauslegung des Gehäuses notwendig.

Parallel zu den Vorversuchen wird die grundsätzliche Konstruktion des Versuchsstandes entworfen. Diese beinhaltet, wie und wo Messtechnik angebracht werden soll und wie die Traversierung erfolgen soll. Nach den Vorversuchen können auch hier eventuelle Änderungen oder Erweiterungen vorgenommen werden.

Anschließend werden die quantitativen Messungen durchgeführt. Diese beinhalten die Untersuchung des Totaldrucks der Abströmung. Hier ist es entscheidend, wie sehr der Totaldruck über den Austrittsquerschnitt variiert. Außerdem soll untersucht werden, ob die Abströmung instationär ist, das heißt, ob und wie stark die Geschwindigkeit zeitlich schwankt. Dafür soll eine Fourieranalyse auf Basis der Daten aus der Hitzdrahtanemometriemessung erfolgen. Somit können die Schwankungen und deren Frequenz genau aufgedeckt werden.

Im Anschluss an die Messungen erfolgt die finale Auswertung der Daten.

3.1.3 Randbedingungen und Vereinbarungen

Als Randbedingungen sollte zunächst das Gebläse genannt werden. Die Abströmung des Gebläses ist gleichzeitig die Zuströmung für das zu untersuchende Gehäuse. Im Kapitel 3.2.1 *Gebläse* wird dieses näher vorgestellt. Grundsätzlich wird aber von einer stationären Gebläseabströmung ausgegangen. Alle weiteren Berechnungen, die das Gehäuse und die Zu- und Abströmung betreffen werden als *stationär* und *inkompressibel* angenommen.

Wie schon in Kapitel 2.1 *Ähnlichkeitsgesetze und Ähnlichkeitskennzahlen* definiert, tragen Modellbezogene Parameter den Index „M“ und Parameter die sich auf das Originalgehäuse beziehen den Index „O“.

Desweiteren werden alle Zuströmungs- bzw. Eintrittsvariablen den Index „ein“ und die Abströmungs- bzw. Austrittsvariablen den Index „aus“ erhalten. Nachstehend dazu eine Skizze des Modells (Abbildung 3.3).

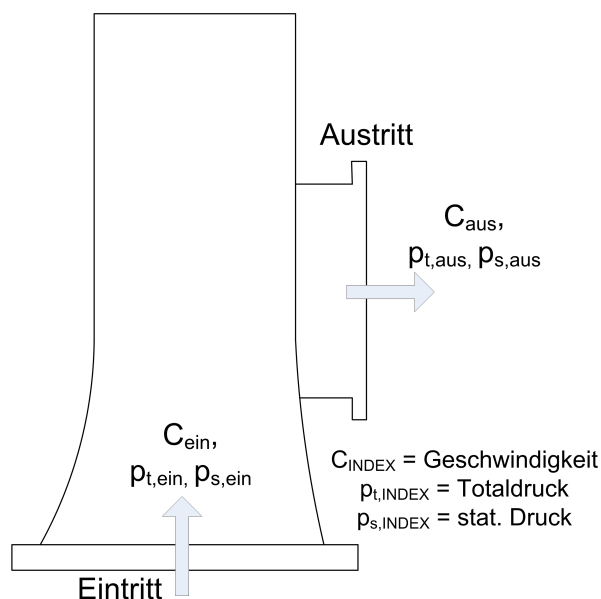


Abbildung 3.3: Skizze des Modells

3.1.4 Anwendung der Ähnlichkeitsbeziehungen

In diesem Unterkapitel sollen die für die Modelluntersuchung entscheidenden Parameter ermittelt werden. Wie schon in Kapitel 2.1 *Ähnlichkeitsgesetze und Ähnlichkeitskennzahlen* herausgearbeitet wurde, ist die Geschwindigkeit die entscheidende Größe, für die Reynoldsähnlichkeit und kann aus der Formel 2-4 ermittelt werden. Nachstehend sind die für die Auslegung des Originalgehäuses entscheidenden Parameter aufgeführt.

- Eintritt:	Totaldruck:	$p_{t, \text{ein}, O}$	=	100.000 Pa
	Temperatur	T	=	300 K
- Austritt:	statischer Druck:	$p_{s, \text{aus}, O}$	=	99.500 Pa
- Massenstrom:		\dot{m}	=	9,66 kg/s

Mit diesen Parametern können nun die Geschwindigkeiten am Originalgehäuse berechnet werden. Die Basis dafür bietet die Formel 2-10 aus dem Kapitel 2.2.2 *Kontinuitätsgleichung*.

$$c_O = \frac{\dot{m}}{\rho A_O} \quad (3-15)$$

Vor Beginn der Berechnungen ist noch zu erwähnen, dass aufgrund der geometrischen Diskrepanz der Eintrittsquerschnitte von Originalgehäuse und Modell, auch keine Ähnlichkeitsbetrachtung nach Formel 2-4 erfolgen darf. Jedoch ist nach der Düse am Eintritt bei Original und Modell wieder geometrische Ähnlichkeit vorhanden. Dies ist unter anderem auf den Zeichnungen im Anhang S. A1 und S. A2 nachzuvollziehen. Aus diesem Grund wird eine weitere Betrachtung ausschließlich am Austritt geschehen. Zum einen werden hier die späteren Messungen durchgeführt und zum anderen ist bei Reynoldsähnlichkeit am Austritt, auch eine Reynoldsähnlichkeit im Rest des Gehäuses bis zur Düse vorhanden.

Für die Errechnung der Austrittsgeschwindigkeit, wird der Querschnitt an dieser Stelle benötigt. Dieser lässt sich anhand der Maße in Anhang auf S. A2 ermitteln.

$$\begin{aligned}
 A_{\text{aus}, O} &= \frac{\pi}{4} (D_{\text{aus}, O}^2 - d_{\text{aus}, O}^2) \\
 &= \frac{\pi}{4} [(0,9 \text{ m})^2 - (0,55 \text{ m})^2] \\
 &= \underline{\underline{0,399 \text{ m}^2}}
 \end{aligned} \quad (3-16)$$

Mit:

$D_{\text{aus}, O}$	Außendurchmesser des Austrittsquerschnittes am Originalgehäuse
$d_{\text{aus}, O}$	Innendurchmesser des Austrittsquerschnittes am Originalgehäuse

Bevor nun die Geschwindigkeit berechnet werden kann, muss die Dichte der Luft ρ_{Luft} aus den gegebenen Werten rechnerisch bestimmt werden. Dies geschieht mithilfe der thermischen Zustandsgleichung für ideale Gase [Dubbel07, S. D 10].

$$\frac{p}{\rho} = R_s T \quad (3-17)$$

Mit:

R_s spezifische Gaskonstante
(für Luft $R_{Luft} = 287,05 \text{ J/Kg K}$ [Dubbel07, S. Q 86])

Für die Gl. 3-17 nach der Dichte ρ umgestellt, ergibt sich mit der gegebenen Temperatur $T = 300 \text{ K}$ und dem gegebenen statischen Druck am Austritt $p_{s,aus,O} = 99.500 \text{ Pa}$ folgender Wert:

$$\begin{aligned}\rho_{Luft} &= \frac{p_{s,aus,O}}{R_{Luft} T} \\ &= \frac{99.500 \text{ Pa}}{287,05 \frac{\text{J}}{\text{Kg K}} \cdot 300 \text{ K}} \\ &= \underline{\underline{1,155 \text{ kg/m}^3}}\end{aligned}\quad (3-18)$$

Nun können mit dem Querschnitt aus Gl. 3-16 die Geschwindigkeit sowohl am Originalgehäuse als auch am Modell berechnet werden. Für die Austrittsgeschwindigkeit am Originalgehäuse ergibt sich folgender Wert:

$$\begin{aligned}c_{aus,O} &= \frac{\dot{m}}{\rho_{Luft} A_{aus,O}} \\ &= \frac{9,66 \text{ kg/s}}{1,155 \text{ kg/m}^3 \cdot 0,399 \text{ m}^2} \\ &= \underline{\underline{20,98 \text{ m/s}}}\end{aligned}\quad (3-19)$$

Mit dem Wert aus Gl. 3-19 sowie der Gl. 2-4 kann die Austrittsgeschwindigkeit am Modell errechnet werden.

$$\begin{aligned}c_{aus,M} &= 4 c_{aus,O} \\ &= 4 \cdot 20,98 \text{ m/s} \\ &= \underline{\underline{83,90 \text{ m/s}}}\end{aligned}\quad (3-20)$$

Die Austrittsgeschwindigkeit bei der Modelluntersuchung sollte demnach $c = 83,90 \text{ m/s}$ betragen, um eine Reynoldsähnlichkeit zu gewährleisten.

An dieser Stelle soll der für diese Geschwindigkeit nötige Massenstrom berechnet werden. Dafür muss zuerst der Austrittsquerschnitt des Modells berechnet werden.

$$\begin{aligned}A_{aus,M} &= \frac{\pi}{4} (D_{aus,M}^2 - d_{aus,M}^2) \\&= \frac{\pi}{4} [(0,225 \text{ m})^2 - (0,1125 \text{ m})^2] \\&= \underline{\underline{0,025 \text{ m}^2}}\end{aligned}\tag{3-21}$$

Mit:

$D_{aus,M}$	Außendurchmesser des Austrittsquerschnittes am Modell
$d_{aus,M}$	Innendurchmesser des Austrittsquerschnittes am Modell

Mit der Formel aus Gl. 2-10 und dem Querschnitt aus Gl. 3-21 ergibt sich dann Folgendes für den nötigen Massenstrom:

$$\begin{aligned}\dot{m}_{geh} &= \rho_{Luft} c_{aus,M} A_{aus,M} \\&= 1,155 \text{ kg/m}^3 \cdot 83,90 \text{ m/s} \cdot 0,025 \text{ m}^2 \\&= \underline{\underline{2,42 \text{ kg/s}}}\end{aligned}\tag{3-22}$$

Mit:

\dot{m}_{geh}	Nötiger Massenstrom durch Gehäuse, um Reynoldsähnlichkeit zu gewährleisten
-----------------	--

3.2 Vorversuche

In diesem Kapitel werden die schon erwähnten Vorversuche beschrieben. Zu Beginn wird das für die Versuche verwendete Gebläse betrachtet. Die Beschreibung des Gebläses ist zwar Teil des Kapitels „Versuchsstand“, das Gebläse war aber auch Untersuchungsobjekt im Rahmen der Vorversuche und wird demnach an dieser Stelle schon aufgeführt. Anschließend werden die einzelnen Vorversuche und ihre Durchführung sowie die Ergebnisse aufgeführt.

3.2.1 Vorstellung des Versuchsgebläses

Bei dem Versuchsgebläse handelt es sich um ein Radialgebläse der Firma Piller. Es wird angetrieben von einem Asynchronmotor der Firma Siemens. Auf der folgenden Abbildung 3.4 sind das Radialgebläse und der Elektromotor einmal abgebildet. Außerdem sind im Anhang auf S. A3 die technischen Daten nachzuschlagen.



Abbildung 3.4: Gebläse

Das Modell wird auf den Gebläseaustritt montiert. Hierfür wurde am Modell im Vorfeld ein passender Flansch vorgesehen. Die Anschlussmaße sind im Anhang S. A1 nachvollziehbar.

3.2.2 Messungen am Gebläseaustritt (Vorversuche)

Für die experimentelle Untersuchung ist die Leistung des Gebläses von entscheidender Bedeutung. Wie schon im Kapitel 3.1.4 *Anwendung der Ähnlichkeitsbeziehungen* herausgearbeitet, ist eine vorher berechnete Abströmgeschwindigkeit am Modell einzuhalten. Dadurch ist selbstverständlich die Einströmgeschwindigkeit ins Modell, bzw. die Abströmgeschwindigkeit des Gebläses genau definiert. Im Vorfeld ist also zu klären, ob das Gebläse die geforderte Leistung liefert. Eine theoretische Bestimmung ist anhand der Kenndaten des Gebläses (siehe Anhang S. A3) möglich. Außerdem

sollen Messungen am Gebläseaustritt eine Aussage über die Druck- bzw. Geschwindigkeitsverteilung ermöglichen.

Zu Beginn soll bestimmt werden, ob das Gebläse die erforderliche Leistung liefert. Die Kenndaten geben Auskunft über die maximale Fördermenge des Gebläses. (Fördermenge wird hier mit Q bezeichnet.)

Fördermenge: $Q = 174 \text{ m}^3/\text{min}$

Aus der gegebenen Fördermenge lässt sich mit der in Gl. 3-18 berechneten Dichte, der maximale Massenstrom aus der Gl. 2-10 berechnen, wenn die Fördermenge Q als $Q = c A$ definiert ist.

$$\begin{aligned}\dot{m}_{\max} &= \rho_{\text{Luft}} \cdot Q \\ &= 1,155 \text{ kg/m}^3 \cdot 174 \text{ m}^3/\text{min} \cdot \frac{1}{60} \text{ min/s} \\ &= \underline{\underline{3,35 \text{ kg/s}}}\end{aligned}\tag{3-23}$$

Mit:

\dot{m}_{\max} Maximaler Massenstrom des Gebläses

Verglichen mit dem für den Versuch erforderlichen Wert (siehe Gl. 3-22), zeigt der maximale Massenstrom \dot{m}_{\max} , dass das Gebläse einen ausreichenden Durchsatz fördert.

Als nächstes soll die Qualität der Abströmung untersucht werden. Das heißt, es soll ermittelt werden, ob die Abströmung des Gebläses gleichmäßig über den Austrittsquerschnitt verläuft. Darüber hinaus soll eine Aussage über die Qualität der Strömung getroffen werden. Dafür werden verschiedene Versuche durchgeführt. Der erste Versuch ist die Messung des Totaldrucks am Gebläseaustritt. Dafür wird der Totaldruck an 20 Messpunkten ermittelt. Einmal über dem freien Austritt und ein zweites Mal mit einem auf dem Gebläseaustritt montierten Sieb. Eine Totaldruckmessung mit Sieb zur Strömungsvergleichmäßigung wird durchgeführt, um herauszufinden ob und wie sehr der Effekt des Siebes zu messen ist. Das Sieb ist ein Feingewebe aus Runddraht und wurde beim DLR auch für andere Projekte zur Strömungsvergleichmäßigung verwendet (z.B. im RGG⁴). Es hat einen Drahtdurchmesser von ca. 0,35 mm und eine Maschenweite von ca. 1,2 mm. Die Abbildung 3.5 zeigt den Gebläseaustritt mit Sieb. An den Schnittstellen der aufgezeichneten roten Linien wird der Totaldruck gemessen.

Das Ergebnis der Untersuchung ist in der Abbildung 3.6 dargestellt. Bei der Darstellung wird die Geschwindigkeitsverteilung über den Austrittsquerschnitt mit und ohne Sieb gegenübergestellt. Die Geschwindigkeiten wurden nach der Formel 2-11 berechnet.

⁴RGG - Windkanal für Rotierende Gitter Göttingen

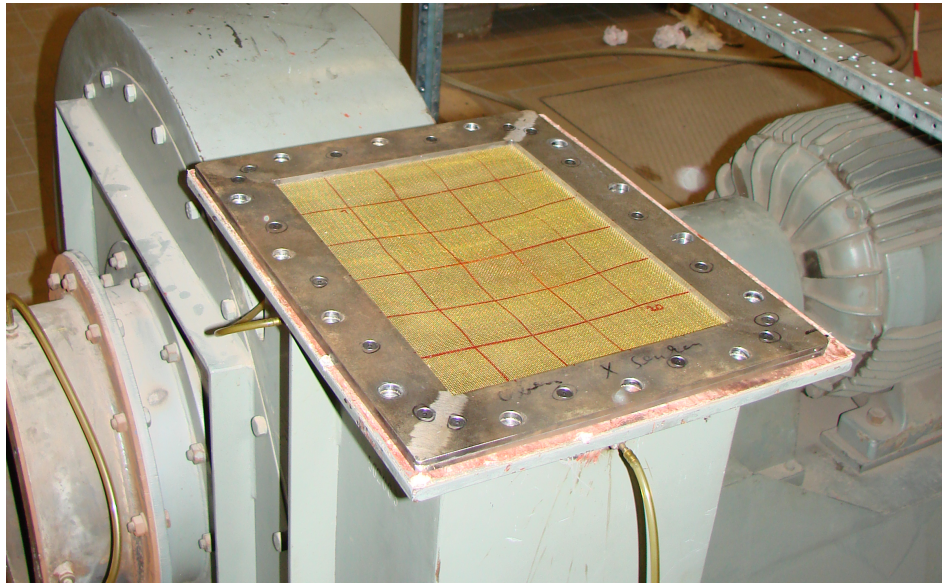


Abbildung 3.5: Gebläseaustritt mit Sieb

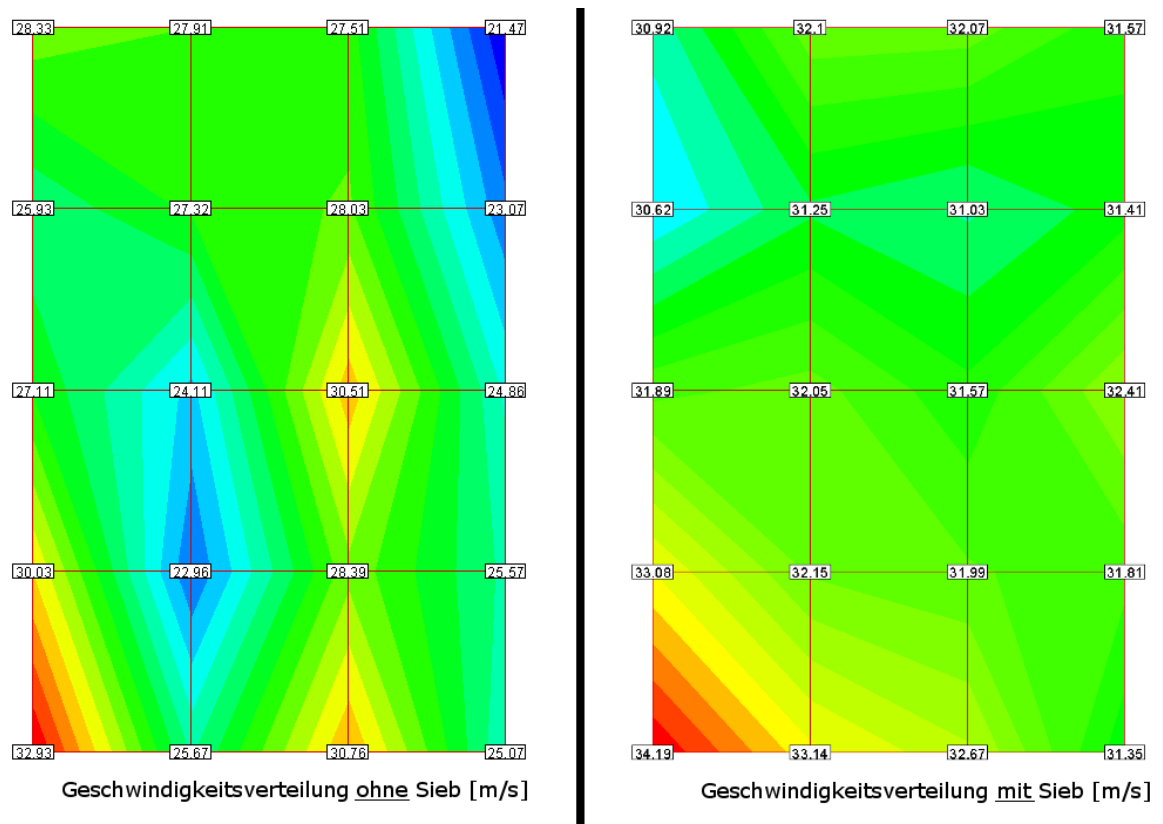


Abbildung 3.6: Geschwindigkeitsverteilung mit und ohne Sieb

Die quantitativen Werte der Geschwindigkeiten sollen an dieser Stelle eine untergeordnete Rolle spielen. Auch aus dem Grund, dass diese Messung bei einer anderen Motordrehzahl, als bei späteren Messungen durchgeführt wurde⁵. Es ist jedoch sehr gut zu erkennen, dass die Geschwindigkeitsverteilung mit montiertem Sieb deutlich gleichmäßiger ist, als ohne. Aus diesem Grund wird das Sieb auch während der späteren Messungen montiert bleiben. Im Anschluss soll eine einfache Strömungsvisualisierung mittels Wollfäden zeigen, ob die Strömung starke Turbulenzen oder einen Drall aufzeigt. Dafür werden an den Messpunkten des Totaldrucks Fäden verknotet. Fotos dieses Versuches sind im Anhang auf S. A4 zu finden. Es ist deutlich, dass die Abströmung einen leichten, aber vernachlässigbaren Drall hat. Darüber hinaus verhielten sich die Fäden relativ ruhig. Demnach kann eine stark turbulente Strömung ausgeschlossen werden.

Zusammenfassend ist zu sagen, dass die Berechnungen am Gebläseaustritt eindeutig geklärt haben, dass das Gebläse über eine ausreichende Leistung verfügt. Darüber hinaus ist deutlich geworden, dass ein Sieb zur Vergleichmäßigung der Strömung durchaus seine Berechtigung findet und aus diesem Grund für die weiteren Untersuchungen montiert bleibt.

3.2.3 Messungen am Gehäuseaustritt (Vorversuche)

Als nächstes wird das Modell auf das Gebläse montiert und zum ersten Mal betrieben. Im Rahmen der Vorversuche soll es Druckmessungen am Austritt sowie Strömungsvisualisierung durch Wollfäden geben.

Als erstes wird das Gehäuse innen mit Wollfäden beklebt. Die Abbildung 3.7 zeigt wo Fäden angebracht wurden.

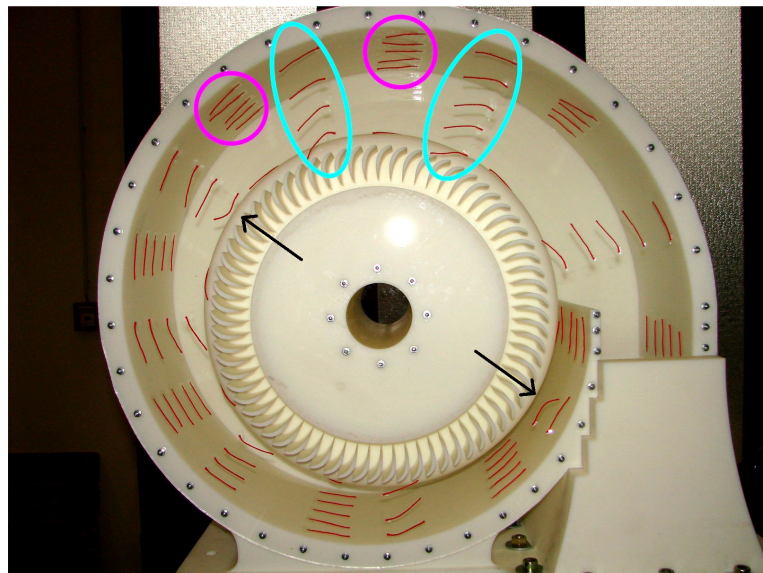


Abbildung 3.7: Gehäuse mit beklebten Fäden zur Strömungsvisualisierung

⁵Der Grund hierfür ist, dass der Motor zur Zeit dieser Messung noch nicht über die nötige Leistung verfügte.

Die pink umkreisten Fäden sind auf der Außenwand des Gehäuses. Die blau umrandeten befinden sich auf der Kunststoffscheibe, wobei die inneren Fäden direkt vor den Umlenkschaufeln sitzen. Auf der Abbildung wird außerdem deutlich, dass die Fäden, welche direkt vor den Schaufeln auf der Scheibe sitzen, in unterschiedliche Richtungen zeigen. Bei laufendem Gebläse ist sofort erkennbar, dass diese Fäden in ihrer Richtung stark schwanken und dass dies periodisch geschieht. Auch am Austritt des Gehäuses sind deutlich instationäre Schwankungen spürbar.

Bei genauer Betrachtung der Bewegung der Fäden fällt auf, dass es kurzzeitig zur Versperrung einzelner Schaufelkanäle kommt (schwarze Pfeile) und dass diese Bewegung einen umlaufenden Charakter zeigt. Dies ließe auf das strömungsmechanische Phänomen der „rotierenden Ablösung“ schließen, welches insbesondere aus dem Bereich der Axialverdichter bekannt ist und an dieser Stelle kurz vorgestellt werden soll.

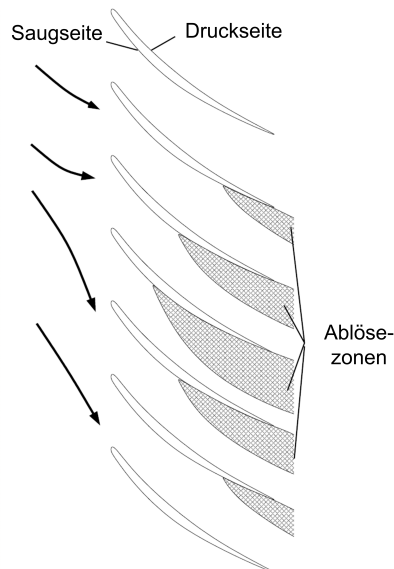


Abbildung 3.8: Prinzip der Fortpflanzung einer rotierenden Ablösung
Quelle: [Katz]

Einer rotierende Ablösung liegt grundsätzlich ein Abreißen der Strömung an den Schaufeln, aufgrund von Fehlanströmung zugrunde. Durch die Ablösung in einzelnen Schaufelkanälen kommt es zur Blockierung. Die nachfolgende Strömung muss dieser Versperrung ausweichen. Wie in Abbildung 3.8 dargestellt, verschlechtert sich dadurch die Anströmbedingung für die nachfolgenden Schaufeln, da diese jetzt steiler angeströmt werden. Für die davor liegenden Schaufeln verbessert sich das Anströmverhalten und die Strömung wird sich wieder anlegen [Katz]. Praktisch treten zwei Formen von rotierender Ablösung auf. In einem Fall bilden sich gleichabständig am Umfang mehrere Ablösezellen, die sich nur über einen Teil der Schaufelhöhe erstrecken, die *Teilablösung*. Bei der zweiten Form entsteht nur eine Ablösezone, die sich über die gesamte Schaufelhöhe erstreckt, die *Vollablösung* [Traupel00, S. 36]. Im vorliegenden Fall treten immer mindestens zwei Ablösezellen auf, was in Abbildung 3.7 sehr schön zu sehen ist. Die zwei Ablösezellen (durch die schwarzen Pfeile gekennzeichnet) liegen direkt gegenüber, sind also gleichmäßig über den Umfang verteilt.

Die rotierende Ablösung verursacht am Gehäuseaustritt eine Instationarität der Strömung, die nicht tolerabel ist und deswegen Maßnahmen gefunden werden müssen, um sie zu vermeiden.

Aus dem Gebiet der Diffusoren ist bekannt, dass diese sich vor Widerstandskörpern (z.B. Kühlerblöcken) erheblich günstiger verhalten, als normale Diffusoren, bei denen die Strömung leicht abreißt. Als Widerstandskörper sind auch Siebe hohen Durchflusswiderstandes geeignet. Das Sieb bewirkt dabei, dass die Strömung dem Wandverlauf folgt ohne abzureißen [vgl. Draht60]. Dies ist in der Abbildung 3.9 einmal schematisch dargestellt.

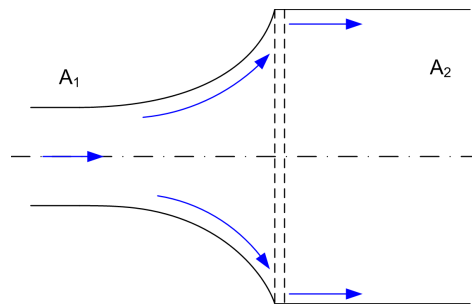


Abbildung 3.9: Skizze eines Diffusors mit Sieb und Verlauf der Strömung

Dieses Prinzip, dass bei Diffusoren genutzt wird, soll beim vorliegenden Fall das Phänomen der rotierenden Ablösung unterbinden. Dafür wird ein Ringsieb konstruiert, welches hinter den Schaufeln angebracht wird. Das Sieb ist vom gleichen Material, wie das zuvor verwendete Sieb am Gebläseaustritt. Die Abbildung 3.10 zeigt, wie es an der Schaufelhinterkante montiert wird.

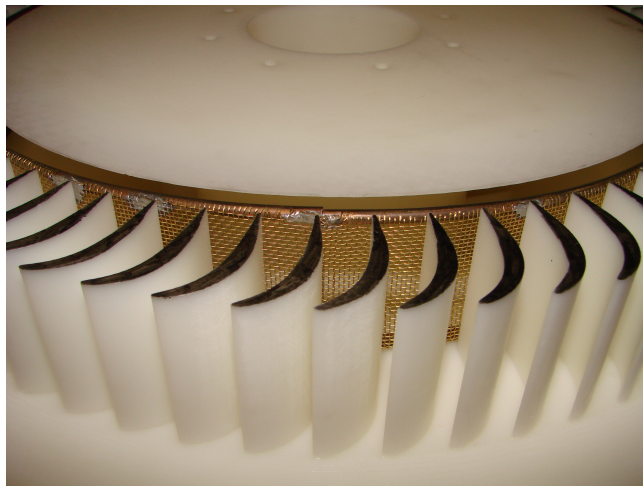


Abbildung 3.10: Sieb an Schaufelhinterkante

So soll erreicht werden, dass die Strömung nicht ablöst und den Schaufelkanal blockiert. Tatsächlich ist nach der Montage eine deutliche Verbesserung sichtbar. Die Bewegung der Fäden ist deutlich zurückgegangen und es ist auch keine rotierende Ablösung mehr erkennbar. Auch in der Abströmung des Gehäuses ist keine instationäre Schwankung mehr vorhanden. Später soll im Rahmen der

Hauptuntersuchung eine Frequenzanalyse auf Basis der Hitzdrahtmessungsergebnisse noch genauere Ergebnisse liefern. Im weiteren Verlauf der Arbeit, sollen Messungen sowohl mit als auch ohne Sieb durchgeführt werden, um beide Konfigurationen vergleichen zu können. Später soll daraus abgeleitet werden, ob die Verwendung des Siebes eine permanente Lösung ist.

Als nächstes sollen Druckmessungen am Gehäuseaustritt Klarheit bringen, welche Motordrehzahl für die erforderliche Abströmgeschwindigkeit einzustellen ist. Bevor diese Messung erfolgen kann, ist es nötig, den Versuchsaufbau zu konstruieren. Aus diesem Grund soll im folgenden Kapitel der Aufbau für die Druck- und Hitzdrahtmessungen beschrieben werden.

3.3 Versuchsaufbau

Dieses Kapitel beschäftigt sich mit dem Aufbau des Versuchsstandes, der verwendeten Messtechnik und wie diese am Modell installiert wird. Zu Beginn wird gezeigt, an welchen Stellen am Gehäuse Messungen durchgeführt werden sollen und wie die Messtechnik montiert wird.

3.3.1 Genereller Aufbau und Totaldruckmessung

Für die Messung des Totaldrucks am Austritt werden so genannte Pitot-Rechen verwendet. Dies sind Sonden mit jeweils 4 Totaldruckmesspunkten nebeneinander. Bei der Untersuchung kommen zwei verschiedene Pitot-Rechen gleichzeitig zum Einsatz. Auf der Abbildung 3.11 sind beide Rechen mit ihren Maßen dargestellt.

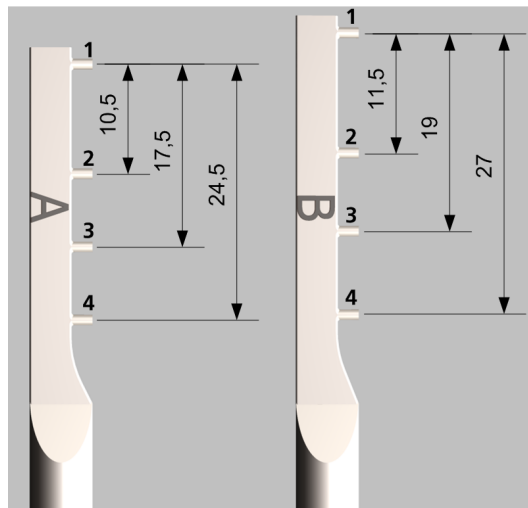
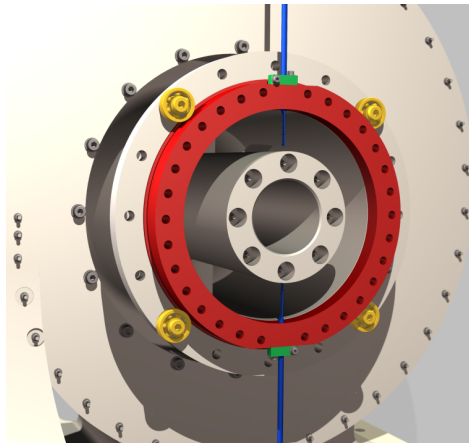


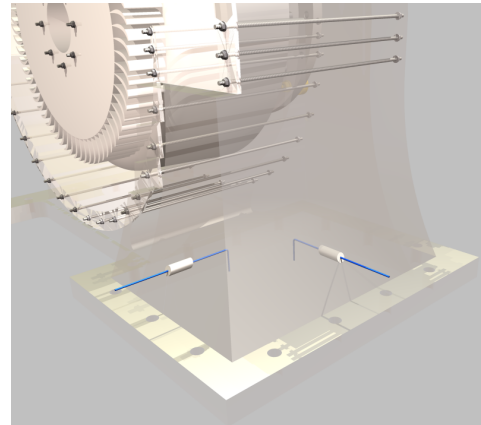
Abbildung 3.11: Pitot-Rechen A und B mit Maßen

Die Pitot-Rechen wurden für ein anderes Projekt gefertigt und haben deshalb ungleichmäßige Abstände der Totaldruckbohrungen. Die genauen Maße der Messpunkte sollen später geklärt werden. Nun soll die Aufnahme und die Traversierung der Pitot-Rechen vorgestellt werden. Für eine leichte Verstellung der Pitot-Rechen wurde ein „Messflansch“ (rot in Abbildung 3.12a) konstruiert. Auf diesem werden beide Pitot-Rechen (blau) mit jeweils einer Klemmvorrichtung (grün) fixiert. Der Messflansch kann dann relativ zum Gehäuse verdreht werden. Zur Lagesicherung dienen vier Kugellager (gelb). So ist es leicht möglich, den Austrittsquerschnitt zu vermessen, wobei die Traversierung mit der Hand erfolgt.

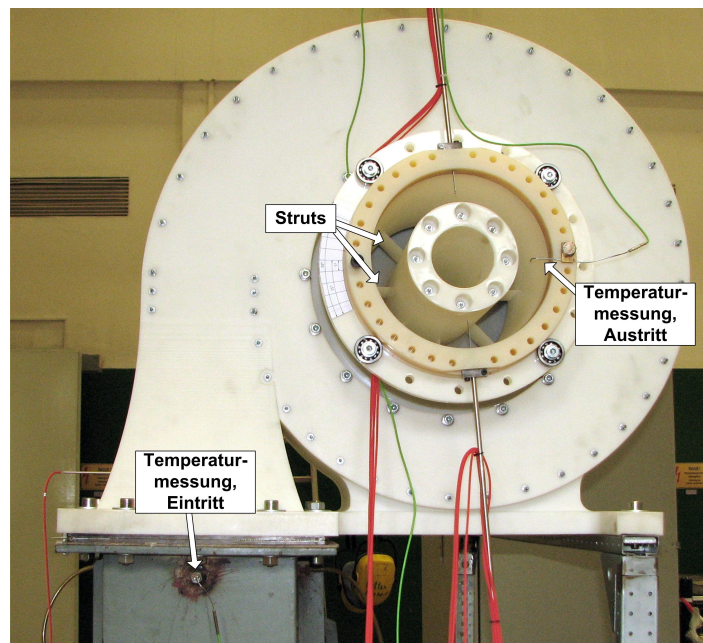
Für die spätere Bestimmung des Verlustes werden am Eintritt des Modells zwei Totaldrucksonden installiert. Dadurch wird sich später beispielsweise ermitteln lassen, wie viel Verlust durch das eingebaut Ringsieb entsteht. In Abbildung 3.12b ist dargestellt, an welcher Stelle sich die Pitotrohre (blau) befinden. Für eine bessere Darstellung ist das Modell transparent animiert.



(a) Messflansch mit Pitot-Rechen



(b) Pitot Sonden am Gehäuseeintritt



(c) Foto vom Versuchsaufbau

Abbildung 3.12: Versuchsaufbau

Die Abbildung 3.12c zeigt ein Foto des fertigen Versuchsaufbaus. Die roten Schläuche sind die Verbindungsschläuche von den Pitot-Rechen zum Druckaufnehmer. Der Druckaufnehmer wird später im Unterkapitel 3.3.2 *Druckaufnehmer* Erwähnung finden. Außerdem zeigt das Foto die bis hierhin noch nicht erwähnten Temperaturmessungen. Diese befinden sich vor Eintritt ins Gehäuse und am Gehäuseaustritt.

3.3.2 Druckaufnehmer

Der Druckaufnehmer ist der *9116 Pressure Scanner* der Firma NetScanner. Er kann bis zu 16 Drücke parallel aufnehmen und der integrierte Prozessor digitalisiert das vom piezoresistiven

Drucksensor kommende Signal. Dabei werden die Drücke (acht von beiden Pitot-Rechen am Austritt und zwei Totaldrucksonden am Eintritt) im Gerät immer gegen Umgebungsdruck gemessen. Die verwendeten Druckaufnehmer für die einzelnen Drücke arbeiten in einem Bereich von $5PSI$, können also Differenzdrücke von bis zu $34kPa$ verarbeiten. Der Hersteller garantiert eine Genauigkeit von $\pm 0.05\%$ FS (Full Scale). Damit ergibt sich ein maximaler Fehler von $\pm 17 Pa$. Druckaufnehmer mit einem kleineren Bereich waren zur Zeit der Messungen leider nicht vorhanden. So hätte die Genauigkeit der Messung erhöht werden können. Für die Totaldruckmessung am Austritt ist der entstehende Fehler jedoch akzeptabel. Im Anhang ab Seite A5 befindet sich das Datenblatt des 9116.

3.3.3 Hitzdrahtmesstechnik

Für die Hitzdrahtmessung wird der gleiche Versuchsaufbau genutzt. Die Aufnahme des Hitzdrahtes hat den selben Durchmesser (6 mm) wie die Pitot-Rechen und passt deswegen in die vorhandene Klemmvorrichtung. Wie schon in Kapitel 2.3.2 *Hitzdrahtanemometrie* erwähnt, stammt die Hitzdrahtmesstechnik von der Firma DANTEC. Das System besteht im Groben aus 5 Komponenten, die nachstehend einmal aufgeführt sind.

- 1) Hitzdrahtsonde
- 2) Sondenaufnahme
- 3) CTA - Modul (Hier ist die Wheatstone'sche Brücke integriert)
- 4) A/D Wandler
- 5) PC mit DANTEC Software

Als Hitzdrahtsonde wird eine 1-Draht Sonde verwendet. Gemessen wird mit einem $5\mu m$ dünnem Wolframdraht. Die Abbildung 3.13 zeigt die in den Messflansch eingebaute Hitzdrahtsonde. Am Fuß der Hitzdrahtsonde ist die Sondenaufnahme zu erkennen.



Abbildung 3.13: Hitzdrahtsonde

4 Versuchsdurchführung und Ergebnisse

Dieses Kapitel beschäftigt sich mit der Durchführung der Messungen und wird die Messergebnisse vorstellen.

4.1 Totaldruckmessung am Gehäuseaustritt

Die Totaldruckmessung des Austrittsquerschnitts soll so gleichmäßig wie möglich erfolgen. Das heißt, dass der Ringquerschnitt des Gehäuseaustritts in regelmäßigen Abständen (radial und über den Umfang) vermessen werden soll. Die unregelmäßigen Maße der Pitot-Rechen machen es vor Beginn der Messung nötig, genaue Abstände der Pitot-Rechen zueinander zu planen. Die Abbildung 4.1 zeigt, wie die Rechen angeordnet werden, um eine möglichst gleichmäßige Verteilung zu erreichen. Es wird zwei Versuche geben und Rechen A und B sind dabei jeweils um 180° versetzt (siehe Abbildung 3.12c).

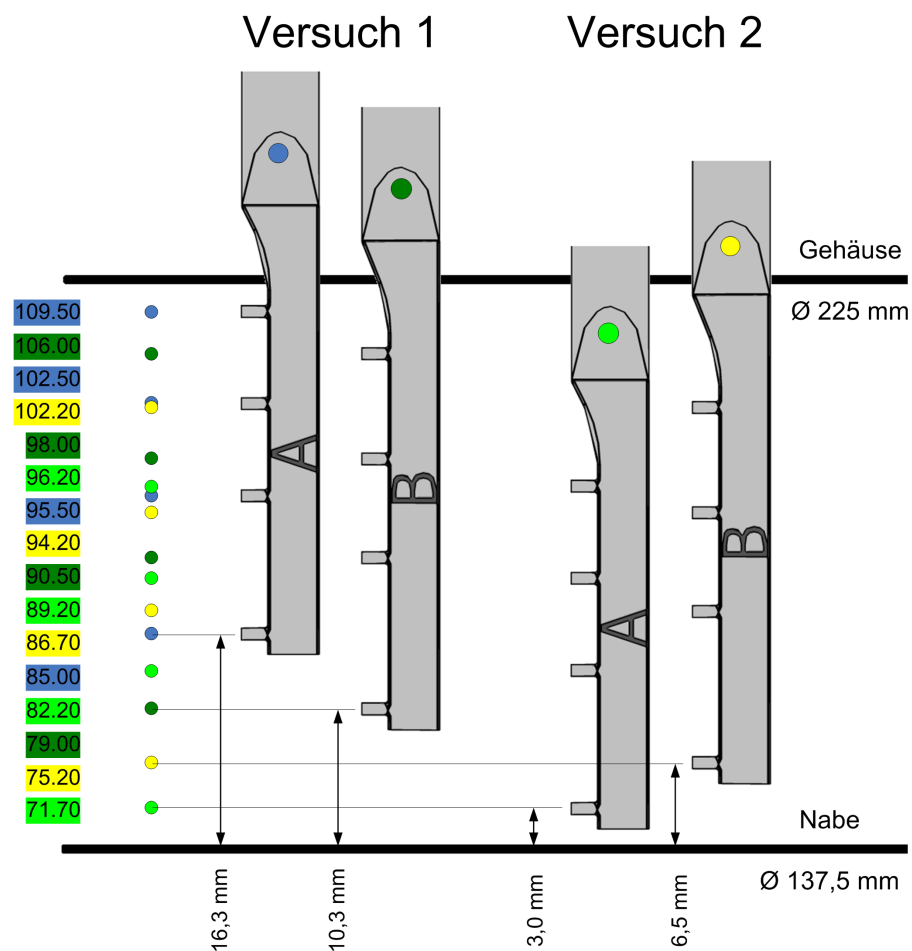


Abbildung 4.1: Anordnung der Pitot-Rechen

Links im Bild stehen (farbig unterlegt) die jeweiligen Radien der Messpunkte und rechts daneben eine Aufreihung aller 16 Messpunkte. Einige Messpunkte überlappen fast vollständig, jedoch ist nur so zu gewährleisten, dass in den äußeren Bereichen eine nahezu gleichmäßige Verteilung besteht. Unten in der Abbildung ist das jeweilige Maß zwischen Nabe und Messpunkt „1“ jedes Pitot-Rechens angegeben. Nach diesem Maß wurden die Pitot-Rechen ausgerichtet.

Über den Umfang verteilt wird der Kreisquerschnitt an 72 Stellen vermessen. Das macht bei 360° einen Abstand von 5° zueinander. Somit erhält man eine Anzahl von insgesamt 1152 Messpunkten. Im Anhang auf S. A22 ist eine Abbildung die zeigt, an welchen Punkten am Austritt gemessen wurde, also wie die Messpunkte verteilt sind. Zwischen den Messpunkten werden die Werte mittels der Software TECPLOT interpoliert.

4.1.1 Ergebnisse - Totaldruckmessung mit Sieb

An dieser Stelle wird die Totaldruckverteilung mit eingebautem Sieb gezeigt. Diese ist in Abbildung 4.2 zu sehen. Im Anhang finden sich die Geschwindigkeitsverteilung (Anhang S. A13), der prozentuale Verlust (Anhang S. A14) und der normierte Verlust (Anhang S. A15).

Der prozentuale Verlust ist die Totaldruckverlust, bezogen auf den Totaldruck am Gehäuseeintritt. Er gibt also an, um wie viel Prozent der Totaldruck am Austritt vom Eintrittstotaldruck abweicht. Er errechnet sich nach folgender Gleichung 4-24.

$$\xi_{\text{proz}} = \frac{p_{t,\text{ein}} - p_{t,\text{aus}}}{p_{t,\text{ein}}} \cdot 100 \quad (4-24)$$

Der normierte Verlust ist der Totaldruckverlust, bezogen auf den dynamischen Druck am Austritt. Der normierte Verlust ist also das Verhältnis von dynamischem Druck am Austritt zum Totaldruckverlust. Er errechnet sich nach folgender Gleichung 4-25.

$$\xi_{\text{norm}} = \frac{p_{t,\text{ein}} - p_{t,\text{aus}}}{(p_{t,\text{aus}} - p_{\text{umg}})} = \frac{p_{t,\text{ein}} - p_{t,\text{aus}}}{p_{d,\text{aus}}} \quad (4-25)$$

4.1.2 Ergebnisse - Totaldruckmessung ohne Sieb

Für den direkten Vergleich wird auch der Totaldruckverteilung am Gehäuseaustritt ohne Sieb gezeigt. Diese auf der Abbildung 4.3 zu sehen. Die weiteren Ergebnisse finden sich auch für die Messung ohne Sieb im Anhang. Geschwindigkeitsverteilung (Anhang S. A16), der prozentuale Verlust (Anhang S. A17) und der normierte Verlust (Anhang S. A18).

In beiden Abbildungen (4.2 und 4.3) sind die „Struts“ leicht durchschimmernd angedeutet. Die Struts haben die Funktion den Nabenkörper zu halten, stellen jedoch einen Strömungswiderstand dar. Sie sind in Abbildung 3.12c gut sichtbar. Weiterhin sind in der Abbildung 4.3 drei Messpunkte (MP 1 - 3) eingezeichnet, die bei der Hitzdrahtmessung eine Rolle spielen. Diese wird im anschließenden Kapitel 4.2 *Hitzdrahtmessung am Gehäuseaustritt* behandelt.

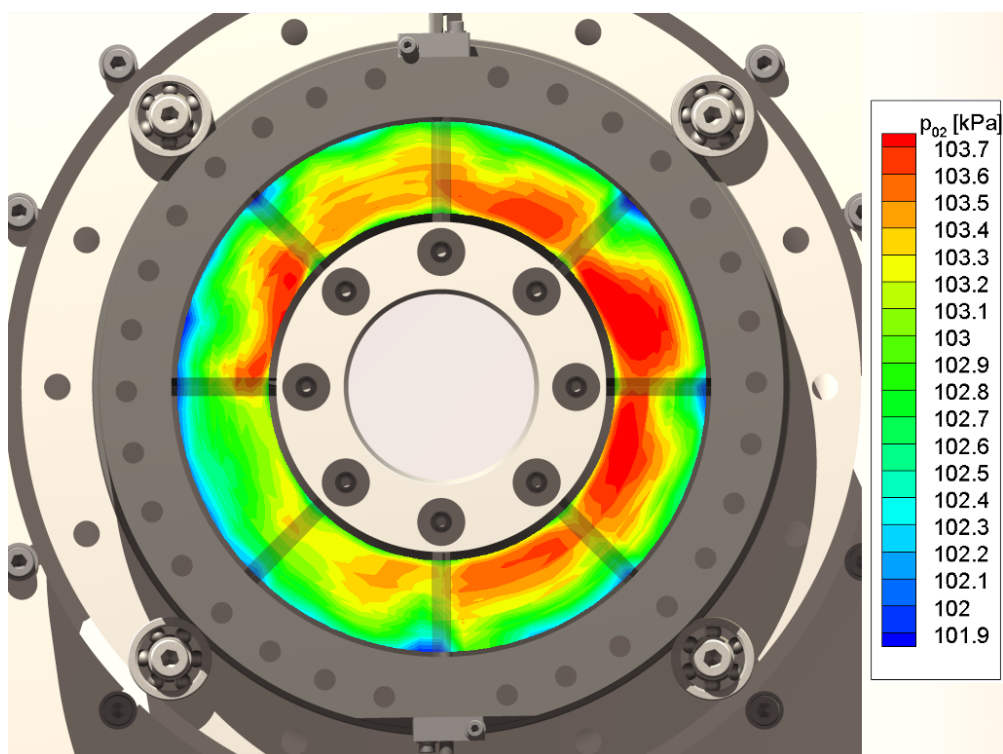


Abbildung 4.2: Totaldruckverteilung am Austritt mit eingebautem Sieb

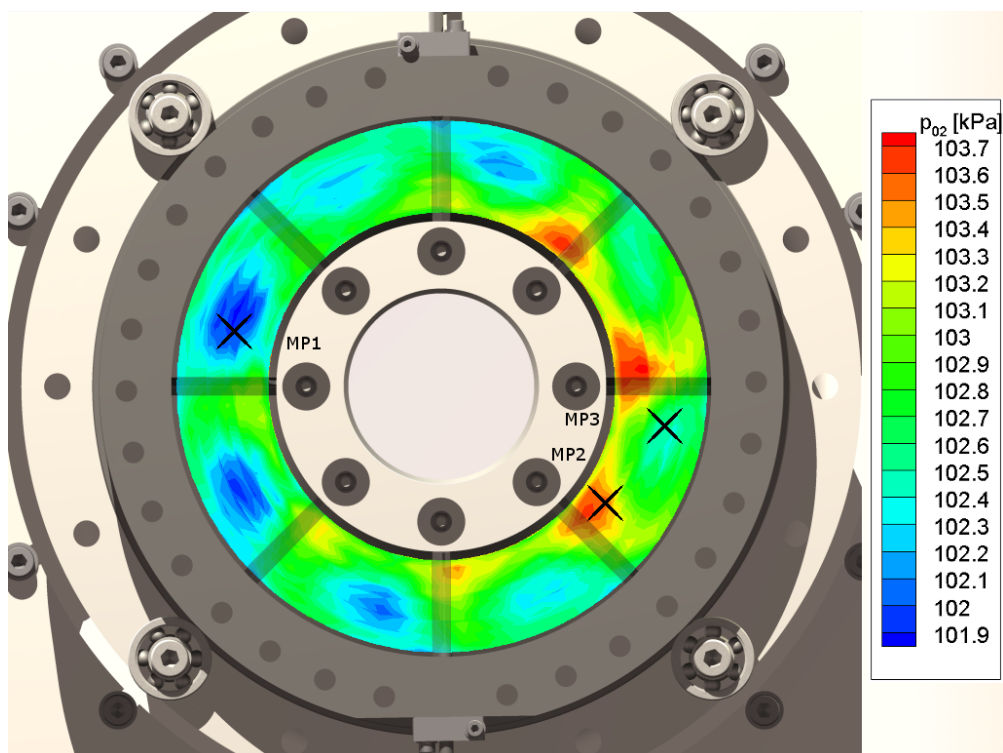


Abbildung 4.3: Totaldruckverteilung am Austritt ohne Sieb

4.2 Hitzdrahtmessung am Gehäuseaustritt

Die Hitzdrahtmessung soll einmal mit Sieb und einmal ohne eingebautes Sieb erfolgen. Um die Aussagekräftigkeit der Ergebnisse zu erhöhen, soll an drei Punkten gemessen werden. Die Ergebnisse werden dann anschließend verglichen.

Wie am Ende von Kapitel 2.3.2 beschrieben, wird die Hitzdrahtmessung hier nicht zur Bestimmung von Geschwindigkeiten, sondern zur Untersuchung der instationären Schwankungen verwendet. Ein Grund dafür ist auch, dass der Kalibrierkanal wegen Bauarbeiten des neuen Turbinenprüfstandes „NG-Turb“ zur Zeit nicht genutzt werden kann. Jedoch ist die Untersuchung der instationären Schwankung von entscheidenderer Bedeutung, gerade in Bezug auf die Verwendung des Ringsiebs an der Schaufelhinterkante.

Die Abbildung 4.3 zeigte bereits, an welchen 3 Punkten eine Hitzdrahtmessung erfolgen soll. Die Auswahl fiel bewusst auf einen Messpunkt im Bereich niedrigeren Druckes (MP1), einen Messpunkt im Bereich höheren Druckes (MP2) und einen Dritten im mittleren Bereich (MP3). Die polaren Koordinaten der Messpunkte sind in der Tabelle 1 festgehalten. Neben der Messung an diesen drei Punkten, die bei der gleichen Strömungsgeschwindigkeit wie die Druckmessung erfolgt, soll eine weitere Messung bei unterschiedlichen Strömungsgeschwindigkeiten durchgeführt werden. Dabei werden vier verschiedene Geschwindigkeiten gefahren, um dann das Frequenzspektrum für jede Geschwindigkeit zu ermitteln. Der Messpunkt bleibt dabei konstant (MP3) und gemessen wird ohne Sieb. Diese Messung soll zeigen, wie sich die Frequenzen mit der Geschwindigkeit verändern und ob eventuell eine Proportionalität besteht.

Messpunkt	Winkel φ [°]	Radius r [mm]
MP1	285	13,5
MP2	125	13,5
MP3	100	20,5

Tabelle 1: Polare Koordinaten der drei Messpunkte MP1, MP2 und MP3

4.2.1 Hitzdrahtmessung an den Messpunkten MP1, MP2 und MP3

Gemessen wird mit einer Abtastrate von 1000 Hz für eine Dauer von 8 Sekunden. Da relativ niederfrequente Schwankungen der Geschwindigkeit auftreten, ist eine Abtastrate von 1000 Hz völlig ausreichend. Zum Vergleich, die Hitzdrahtmesstechnik kann Fluktuationen bis zu 500 kHz und mehr auflösen (Information stammt aus dem DANTEC Handbuch).

Aufgrund der Größe der Diagramme, befinden sich die Hitzdrahtergebnisse im Anhang. Auf der Seite A19 finden sich 3 Diagramme. Darauf wird jeweils für MP1, MP2 und MP3 die Leistungsdichte über der Frequenz aufgetragen, einmal für die Messung mit und einmal ohne Sieb. Gezeigt wird nur die Frequenz bis 100 Hz, da dies der interessante Bereich ist. Darüber lassen sich keine markanten Frequenzen ausmachen.

Die Abbildung 4.4 zeigt einen Ausschnitt des Frequenzspektrums an Messpunkt MP2, im

Frequenzbereich von 55 – 65 Hz . Darauf ist ein deutlicher Unterschied zwischen der Messung mit und der ohne Sieb zu erkennen.

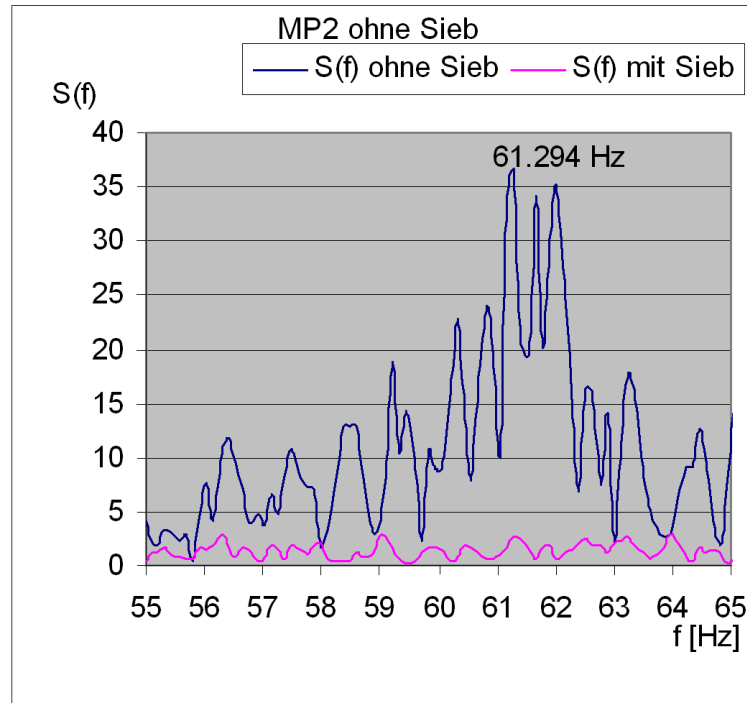


Abbildung 4.4: Ausschnitt des Frequenzspektrums von Messpunkt MP2

4.2.2 Hitzdrahtmessung bei unterschiedlichen Geschwindigkeiten

Wie bei der vorangegangenen Messung, wird auch hier mit einer Abtastrate von 1000 Hz für eine Dauer von 8 Sekunden gemessen. Da die Geschwindigkeit nicht direkt eingestellt werden kann, sondern über die Motordrehzahl, bzw. über die Motorfrequenz reguliert wird, findet vor dem Versuch eine Messung der Geschwindigkeiten für die verschiedenen Motorfrequenzen statt. Die nachstehenden Tabelle 2 zeigt das Ergebnis dieses Experiments. Gemessen wird der Totaldruck, der dann nach der Gleichung 2-11 umgerechnet wird.

Motorfrequenz [Hz]	Drehzahl [min^{-1}]	Austrittsgeschwindigkeit [m/s]
48,58	2914	84,3
36,4	2183	62,5
24,29	1457	41,4
12,15	728	19,7

Tabelle 2: Gemessene Geschwindigkeiten bei vier verschiedenen Motorfrequenzen (ohne Sieb)

Für die in Tabelle 2 angeführten Geschwindigkeiten werden nun die Frequenzspektren berechnet. Die Ergebnisse sind in Form von Diagrammen im Anhang auf S. A20 und S. A21 nachzuschlagen.

Die markanteste Frequenz, also die Frequenz mit der höchsten Leistungsdichte, soll an dieser Stelle über der Austrittsgeschwindigkeit aufgetragen werden. Die Abbildung 4.5 zeigt, dass die Kurve einen nahezu linearen Verlauf hat.

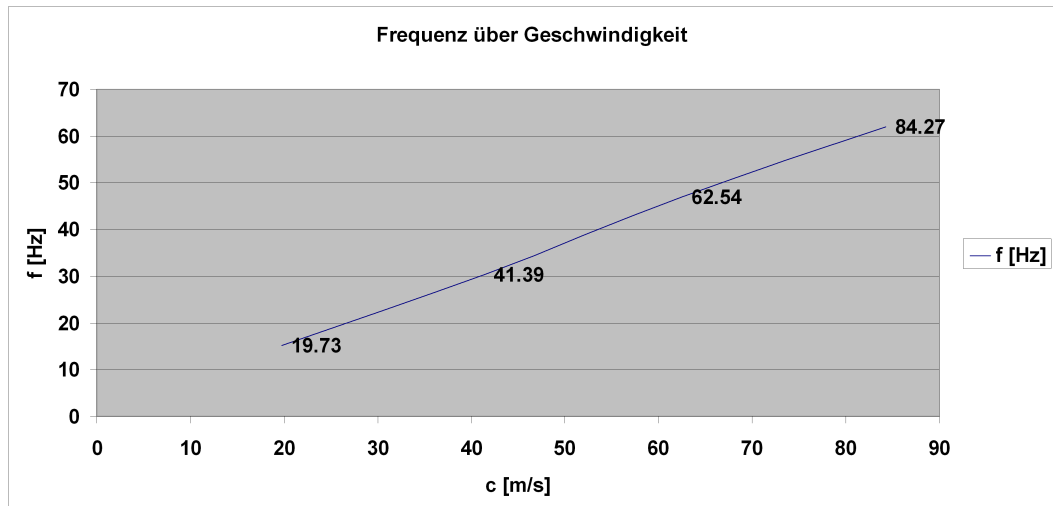


Abbildung 4.5: Frequenz über der Austrittsgeschwindigkeit (ohne Sieb)

5 Auswertung

In diesem Kapitel soll eine Auswertung und Beurteilung der Messergebnisse erfolgen. Es soll unter anderem geklärt werden, welchen Einfluss das eingebaute Sieb auf die Abströmung hat.

5.1 Auswertung der Druckmessungen

Zuerst wird die Totaldruckverteilung am Austritt des Gehäuses betrachtet. Hier fällt auf, dass der Totaldruck auf der rechten Hälfte des Austrittsquerschnitts tendenziell höher ist, als auf der linken Hälfte. Dies gilt sowohl für die Messung mit, als auch für die Messung ohne Sieb. Die Ursache dafür könnte sein, dass der Eintritt ins Gehäuse auf der linken Seite sitzt (entgegen der Strömungsrichtung). Weiterhin ist, der Druck außen geringer ist, als innen an der Nabe. Dies ist bei der Messung mit Sieb etwas stärker ausgeprägt und begründet sich wahrscheinlich dadurch, dass die Strömung im Gehäuse von außen nach innen strömt.

Anhand der Totaldruckverteilung mit eingebautem Sieb in den Abbildungen 4.2 und 4.3 mit eingezeichneten Struts ist sehr schön ersichtlich, wie an den Stellen, wo die Struts die Nabe halten, der Druck etwas geringer ist. Nach den Struts kommt es zu Verwirbelungen. Die Nachläufe sind auf der Totaldruckverteilung gut erkennbar. Bei der Totaldruckverteilung ohne Sieb scheint das Strömungsfeld etwas versetzt zu sein. Es sieht so aus, als ob an den Struts ein höherer Druck vorliegt. Eine Drehung des Strömungsfeldes um ein paar Grad nach links, würde eine Druckverteilung mit ähnlicher Charakteristik zeigen, wie bei der mit Sieb. Dies deutet auf einen Linksdrall (in Strömungsrichtung zeigend) hin. Für eine Untersuchung dieser Beobachtung wurde ein weiterer, kleiner Versuch durchgeführt. Der Gehäuseaustritt wurde mit Fäden beklebt (Abbildung 5.1). Die

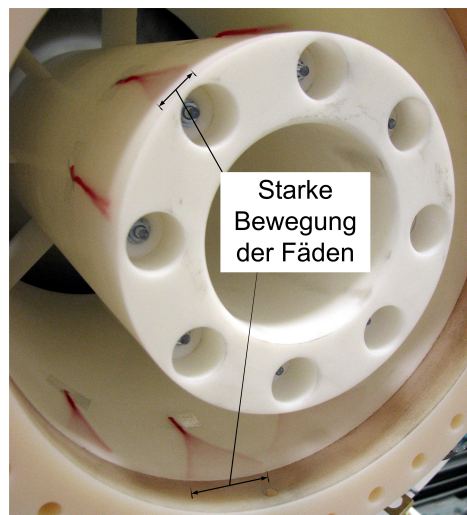


Abbildung 5.1: Fäden am Gehäuseaustritt

Fäden am Austritt zeigten eine ähnlich starke Bewegung, wie die Fäden im Gehäuse. Es ist nicht abschließend feststellbar, ob ein Drall auftritt, jedoch bleibt dies weiterhin zu vermuten. Nichtsdestotrotz sind die Schwankungen sehr ausgeprägt. Zum Vergleich wurde dieser Versuch

noch mit eingebautem Sieb durchgeführt und die Fäden zeigten nun weder eine Drall noch starke Bewegungen.

Als nächstes sollen die Verluste verglichen werden. Wie im Kapitel 4.1.1 *Ergebnisse - Totaldruckmessung mit Sieb* erwähnt, wurden zwei verschiedene Verluste berechnet. Der prozentuale Verlust und der normierte Verlust. Ein Vergleich des prozentualen Verlustes der Messung mit und ohne Sieb (siehe Anhang S. A14 S. A17) zeigt, dass der Verlust mit eingebautem Sieb größer ist, als ohne Sieb. Da das Sieb einen Strömungswiderstand darstellt, treten dementsprechend auch höhere Verluste auf, was anhand der Totaldruckverteilungen sehr gut nachvollziehbar ist.

Der Vergleich des normierten Verlusts gibt noch einen aussagekräftigeren Eindruck über die tatsächliche Höhe des Verlusts. Während ohne eingebautes Sieb das maximal 1,5-fache des dynamischen Drucks als Totaldruckverlust vorliegt, ist es mit Sieb das 2,5-fache. Die Bereiche hohen Druckverlusts (schwarze Bereiche) sind beim eingebauten Sieb zwar nicht sehr signifikant, im Mittel ist der Verlust jedoch bedeutend größer. Abbildung 5.2 stellt beide normierten Verluste gegenüber (und hat dabei dieselbe Legende).

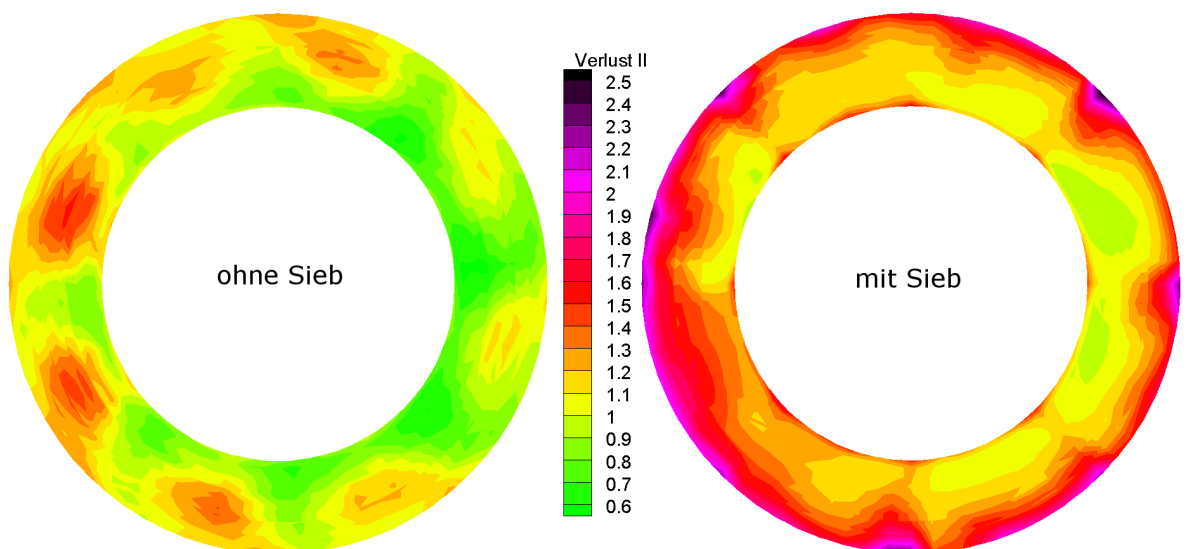


Abbildung 5.2: Vergleich des normierten Verlusts mit und ohne Sieb

In der Abbildung 5.2 (links) ist der Drall, der bei der Messung ohne Sieb auftritt, sehr schön zu erkennen. Dabei scheint es, als wäre der Drall am Innenring stärker als am Außenring, wodurch die verwundene Darstellung entsteht. Stärkerer Drall am Innenring heißt, dass in diesem Bereich größere Geschwindigkeiten auftreten, was anhand der Geschwindigkeitsverteilung sehr schön ersichtlich ist (siehe Anhang S. A16).

Abschließend sollen die Geschwindigkeitsverteilungen betrachtet werden. Diese sind im Anhang auf S. A13 und S. A16 zu finden. Hier sollen vordergründig die quantitativen Werte interessieren. Zunächst ist zu erwähnen, dass aufgrund des höheren Totaldrucks bei nicht eingebautem Sieb auch höhere Geschwindigkeiten auftreten. Diese sind im Mittel ca. $3,8 \text{ m/s}$ höher als mit Sieb (vgl. mit Tabelle 3). Bis auf diesen etwas höheren Mittelwert ist die Geschwindigkeitsverteilung

mit und ohne Sieb qualitativ ähnlich ungünstig. Mit anderen Worten, es gibt bei beiden Geschwindigkeitsverteilungen Gebiete mit hohen und Gebiete mit niedrigeren Geschwindigkeiten. Das eingebaute Ringsieb hat demnach keinen großen Einfluss auf die geforderte Gleichmäßigkeit der Geschwindigkeitsverteilung.

Die nachstehende Tabelle 3 zeigt die arithmetischen Mittelwerte der Totaldrücke an Gehäuseeintritt und -austritt, der Verluste und der Geschwindigkeit. Die Mittelwerte wurden jeweils über alle Messpunkte gebildet. Weiterhin enthält die Tabelle die Differenz der Mittelwerte zwischen der Messung mit und ohne Sieb.

	Totaldruck (aus) [kPa]	Totaldruck (ein) [kPa]	proz. Verlust [%]	norm. Verlust [–]	Geschwindigkeit [m/s]
Sieb	103,15	108,16	4,63	1,31	82,92
ohne Sieb	104,18	108,45	3,94	1,02	86,76
Differenz	1,03	0,286	-0,699	-0,30	3,84

Tabelle 3: Mittelwerte von Totaldruck, proz. und norm. Verluste und Geschwindigkeit

5.2 Auswertung der Hitzdrahtmessungen

Die Hitzdrahtmessungen konnten die deutlichen instationären Schwankungen quantitativ auflösen. Die gemessenen Frequenzspektren (im Anhang auf S. A19) zeigen, welche Frequenzen verstärkt auftreten und belegen eindeutig, dass das Sieb die instationären Schwankungen unterdrückt. Damit ist gezeigt, dass das Sieb die rotierende Ablösung zumindest stark abschwächt.

Weiterhin ist auf den Diagrammen ersichtlich, dass die Leistungsdichte, mit der die Frequenzen auftreten, bei den drei Messpunkten MP1, MP2 und MP3 unterschiedlich ist. Die Messpunkte MP2 und MP3 zeigen einen ähnlichen Verlauf, wobei MP2 die höchsten Werte für $S(f)$ aufweist. Die Kurve bei MP1 zeigt einen etwas schwächeren Verlauf, wobei die markanten Frequenzen auch hier sichtbar sind. Die stärkste Frequenz liegt bei ca. $f \approx 61 \text{ Hz}$ und ist höchstwahrscheinlich auch die Frequenz, mit der die rotierende Ablösung umläuft. Mit eingebautem Sieb verschwindet diese Frequenz komplett. Dies gilt für alle drei Messpunkte sowie für andere ausgeprägtere Frequenzen.

Die zweite Hitzdrahtmessung fand bei vier verschiedenen Geschwindigkeiten statt. Das Diagramm (Abbildung 4.5) zeigt eine Auswertung dieser Daten. Das lineare Verhältnis von Frequenz und Strömungsgeschwindigkeit macht es möglich, die Frequenzen auch für weitere Geschwindigkeiten zu errechnen: Die Frequenz, mit der sich die rotierende Ablösung dreht, ist direkt proportional zur Strömungsgeschwindigkeit.

6 Zusammenfassung

Das Kapitel *Zusammenfassung* soll zum einen die gewonnenen Daten zusammentragen, eine finale Beurteilung vornehmen und darüber hinaus die zentrale Frage aus der Einleitung beantworten, ob das Modell zur Fertigung des Originalgehäuses geeignet ist.

Nach den ersten Vorversuchen wurde deutlich, dass starke instationäre Schwankungen am Gehäuseaustritt auftreten. Im Zuge der weiteren Untersuchung wurde geklärt, dass die Ursache dieser Schwankungen im Auftreten mehrerer rotierender Ablösungen liegt. Als Reaktion auf dieses Phänomen wurde nach Lösungen gesucht und ein Ringsieb konstruiert, das hinter der Schaufelkante angebracht, die rotierende Ablösung erfolgreich verhindert und die Instationarität der Abströmung stark abschwächt. Nach den Vorversuchen und den Tests mit dem Ringsieb wurden die Messungen am Gehäuseaustritt durchgeführt. Die Totaldruckverteilung zeigt sich dabei ungleichmäßig über den Austrittsquerschnitt, mit geringerem Druck auf der linken Hälfte und geringerem Druck am Außendurchmesser des Ringquerschnitts. Weiterhin konnte gezeigt werden, dass die Nachläufe der Struts messbar sind und auch hier der Druck etwas geringer ist. Für die Messung ohne Sieb konnte zusätzlich ein Drall in Richtung der Strömung im Spiralgehäuse, bzw. in Richtung der rotierenden Ablösung gemessen werden. Das Sieb verhindert diesen Drall, erzeugt jedoch größere Totaldruckverluste. Die Geschwindigkeitsverteilung zeigt sowohl mit Sieb, als auch ohne Sieb eine ungleichmäßige Verteilung. Jedoch könnte hier mit einem nachgeschalteten Sieb eine deutliche Verbesserung erzielt werden. Die ermittelten Strömungsgrößen sollten es nun ermöglichen, ein geeignetes Sieb auszulegen. Die Hitzdrahtmessung ermöglichte es instationäre Messungen vorzunehmen und Frequenzen der beschriebenen Schwankungen zu bestimmen. Vergleichende CTA - Messungen mit und ohne Sieb ergaben quantitative Werte, in Bezug auf die Frequenzen der instationären Schwankungen. Es wurde gezeigt, dass die Frequenz der Instationarität linear mit der Strömungsgeschwindigkeit steigt, bzw. dass die Frequenz der umlaufenden Ablösegebiete direkt proportional zur Strömungsgeschwindigkeit ist. Abschließend soll eine kurze Beurteilung des Gehäuses stattfinden. Da die Messungen am Modell ergaben, dass große Mängel auftreten, ist eine Fertigung der aktuellen Gehäusekonstruktion genau abzuwägen. Durch die rotierende Ablösung und die dadurch entstehenden instationären Schwankungen ist das Gehäuse (ohne Ringsieb) für die Integration in den neuen Turbinenprüfstand ungeeignet. Zwar konnte das Ringsieb das Problem der instationären Schwankungen weitestgehend lösen, wenn jedoch zeitliche und materielle Ressourcen vorhanden sind, könnte eine numerische Neuauslegung, bzw. eine Neukonstruktion der Gehäusegeometrie, Schaufelform/ -anzahl zu einer Konstruktion führen, die ohne Ringsieb auskommt. Eine neue Konstruktion könnte vorab ebenfalls als Modell getestet werden, wobei die gewonnenen Daten und Erfahrungen dieser Arbeit als Vergleich herangezogen werden könnten. Auch in Bezug auf die entstehenden Verluste sollte erst versucht werden, ein Gehäuse zu konstruieren, das ohne Sieb auskommt. Wenn dies nicht möglich sein sollte, muss die vorhandene Konstruktion angepasst werden, sodass die Montage eines Siebes im Originalgehäuse möglich wird.

7 Quellenverzeichnis

Literaturverzeichnis

- [Amecke] AMECKE, J.: *Vorüberlegungen für einen neuen Turbinenprüfstand im DLR*, DLR-IB 225-2002 A04, 2002
- [Bräun09] BRÄUNLING, WILLY J. G.: *Flugzeugtriebwerke*, 3. Auflage, Dordrecht, Heidelberg, London, New York, Springer Verlag, 2009
- [Draht60] WUEST, WALTER: *Drahtsiebe in der Strömungstechnik*, Sonderdruck aus „DRAHT“, Fachzeitschrift für Drahtherstellung, Drahtbearbeitung, Drahtverarbeitung, 11. Jahrgang, Heft 8/ 1960/ S. 416-421/ Prost & Meiner-Verlag, Coburg
- [Dubbel07] GROTE, KARL-HEINRICH; FELDHUSEN, JÖRG: *Dubbel, Taschenbuch für den Maschinenbau*, 22. Auflage, Berlin, Heidelberg, New York, Springer Verlag, 2007
- [Eckel97] ECKELMANN, HELMUT: *Einführung in die Strömungsmesstechnik*, 1. Auflage, Stuttgart, Teubner Verlag, 1997
- [Schade07] SCHADE, HEINZ; KUNZ, EWALD: *Strömungslehre*, 3. Auflage, Berlin New York, Walter de Gruyter, 2007
- [Siek08] SIEKMANN, HELMUT E.; THAMSEN, PAUL UWE: *Strömungslehre*, 2. Auflage, Berlin Heidelberg New York, Springer Verlag, 2008
- [Sigl08] SIGLOCH, HERBERT: *Technische Fluidmechanik*, 6. Auflage, Berlin Heidelberg New York, Springer Verlag, 2008
- [Spurk06] SPURK, JOSEPH H.; AKSEL, NURI: *Strömungslehre*, 6. Auflage, Berlin Heidelberg New York, Springer Verlag, 2006
- [Sterz09] STERZENBACH, RÜDIGER; FICHERT, FRANK; CONRADY, ROLAND: *Luftverkehr*, 3. Auflage, München, Oldenbourg Wissenschaftsverlag, 2003
- [Traupel00] TRAUPEL, WALTER: *Thermische Turbomaschinen: Zweiter Band*, 4. Auflage, Berlin Heidelberg, Springer Verlag, 2000

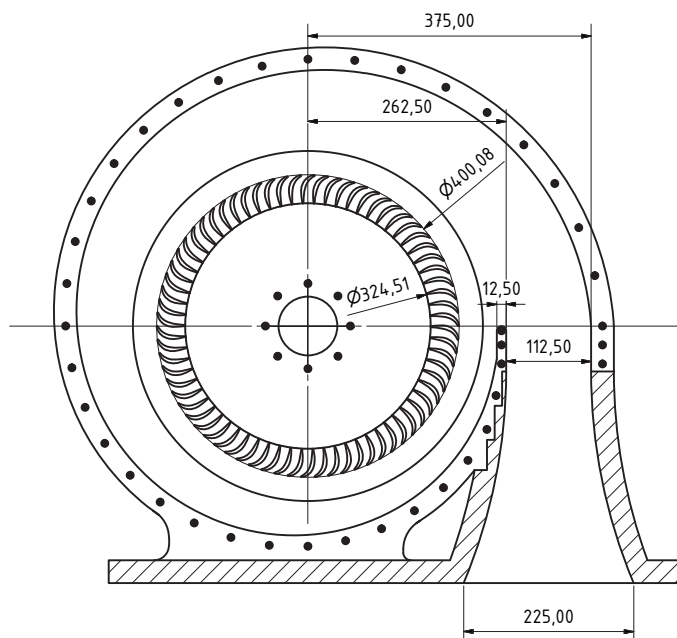
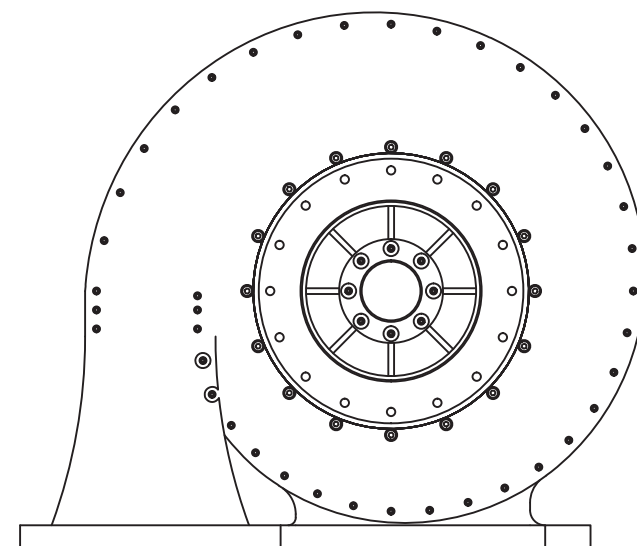
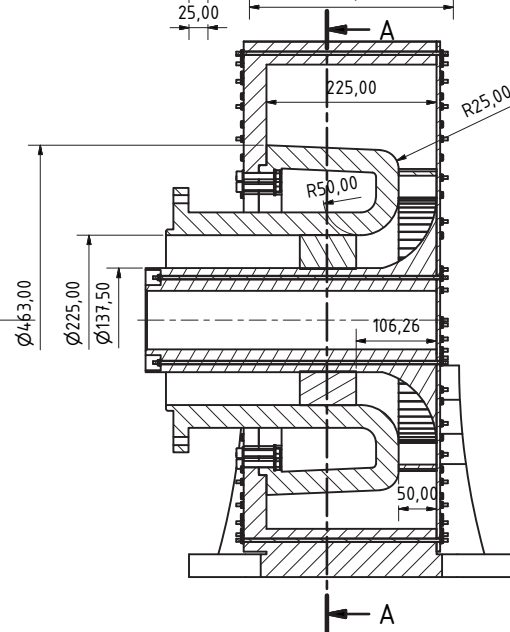
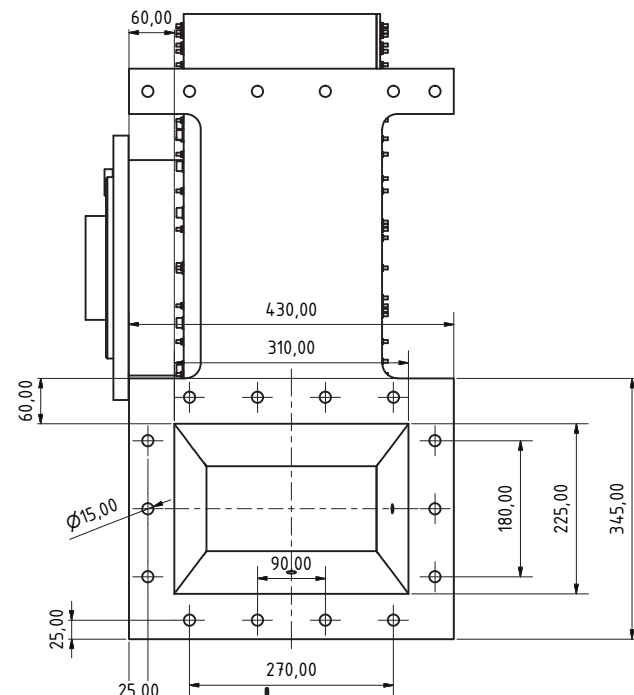
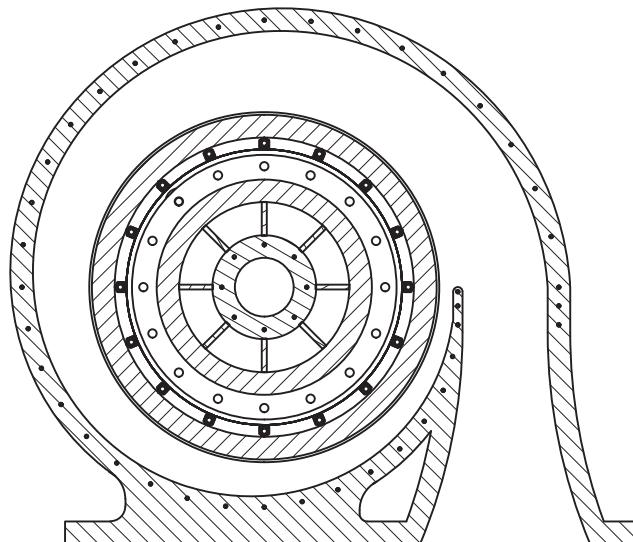
Internetquellen

- [DLR-1] RICHTER, HANS-LEO; BERSTER, DR.PHIL. PETER: *DLR konstatiert Erholung des deutschen und weltweiten Luftverkehrs Vorstellung des neuen Global Aviation Monitors (GAM)*,
http://www.dlr.de/fw/desktopdefault.aspx/tabid-2937/4472_read-20168/4472/,
Abrufdatum: 16.06.2011

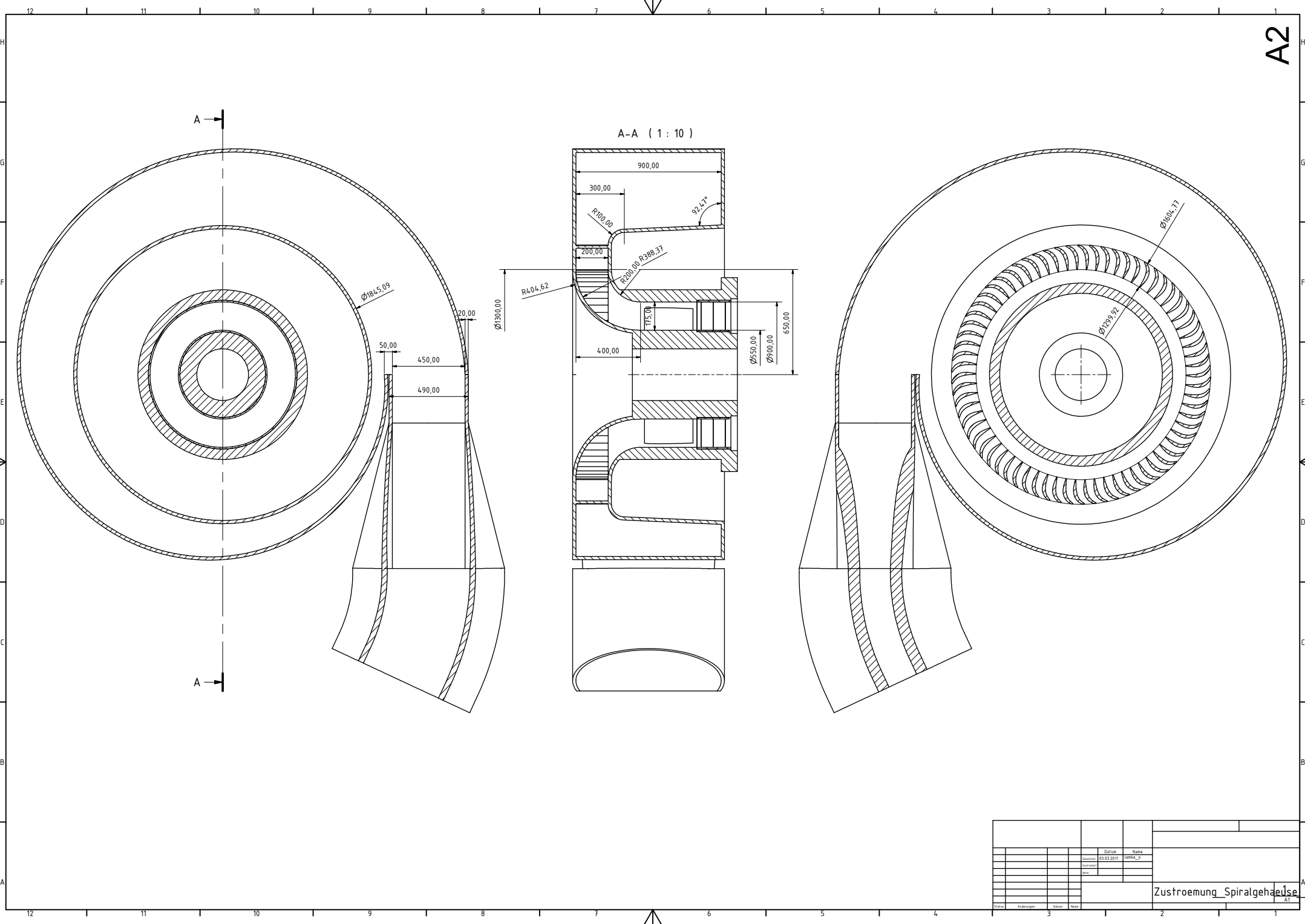
- [Katz] KATZ, MARTIN: *Aktive Unterdrückung von Rotating Stall in einem Axialverdichter mit pulsierender Lufteinblasung*,
http://tuprints.ulb.tu-darmstadt.de/229/1/katz_diss.pdf, Abrufdatum: 30.08.2011

8 Anhang - Verzeichnis

Anhang 1	Technische Zeichnung des Modells mit Maßen	1
Anhang 2	Technische Zeichnung des Originalgehäuses	2
Anhang 3	Daten von Gebläse und Motor	3
Anhang 4	Gebläseaustritt mit Fäden	4
Anhang 5	Datenblatt vom 9116	5
Anhang 6	Geschwindigkeitsverteilung mit Sieb	13
Anhang 7	Prozentualer Verlust mit Sieb	14
Anhang 8	Normierter Verlust mit Sieb	15
Anhang 9	Geschwindigkeitsverteilung ohne Sieb	16
Anhang 10	Prozentualer Verlust ohne Sieb	17
Anhang 11	Normierter Verlust ohne Sieb	18
Anhang 12	Hitzdrahtergebnisse (Diagramme) MP1-MP3	19
Anhang 13	Hitzdrahtergebnisse (Diagramme) 728 und 1457 1/min	20
Anhang 14	Hitzdrahtergebnisse (Diagramme) 2183 und 2914 1/min	21
Anhang 15	Messraster	22



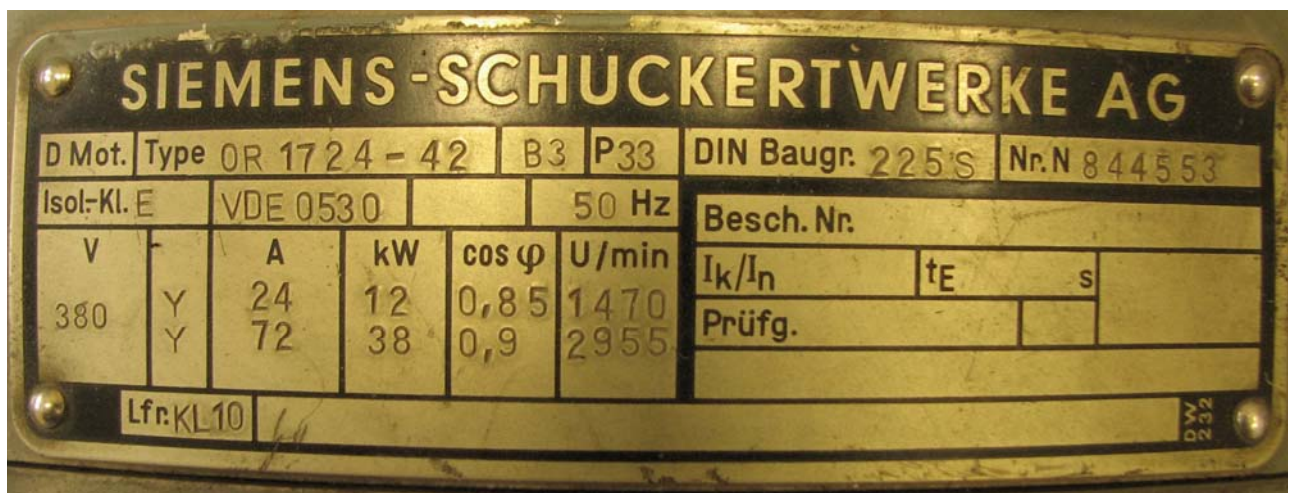
				Datum	Name				
				Geschehen	20.04.2011	temke_o			
				Kontrolliert					
				Notiz					
						Zuströmgehäuse			
Status	Änderungen	Datum	Name						
						1 A2			



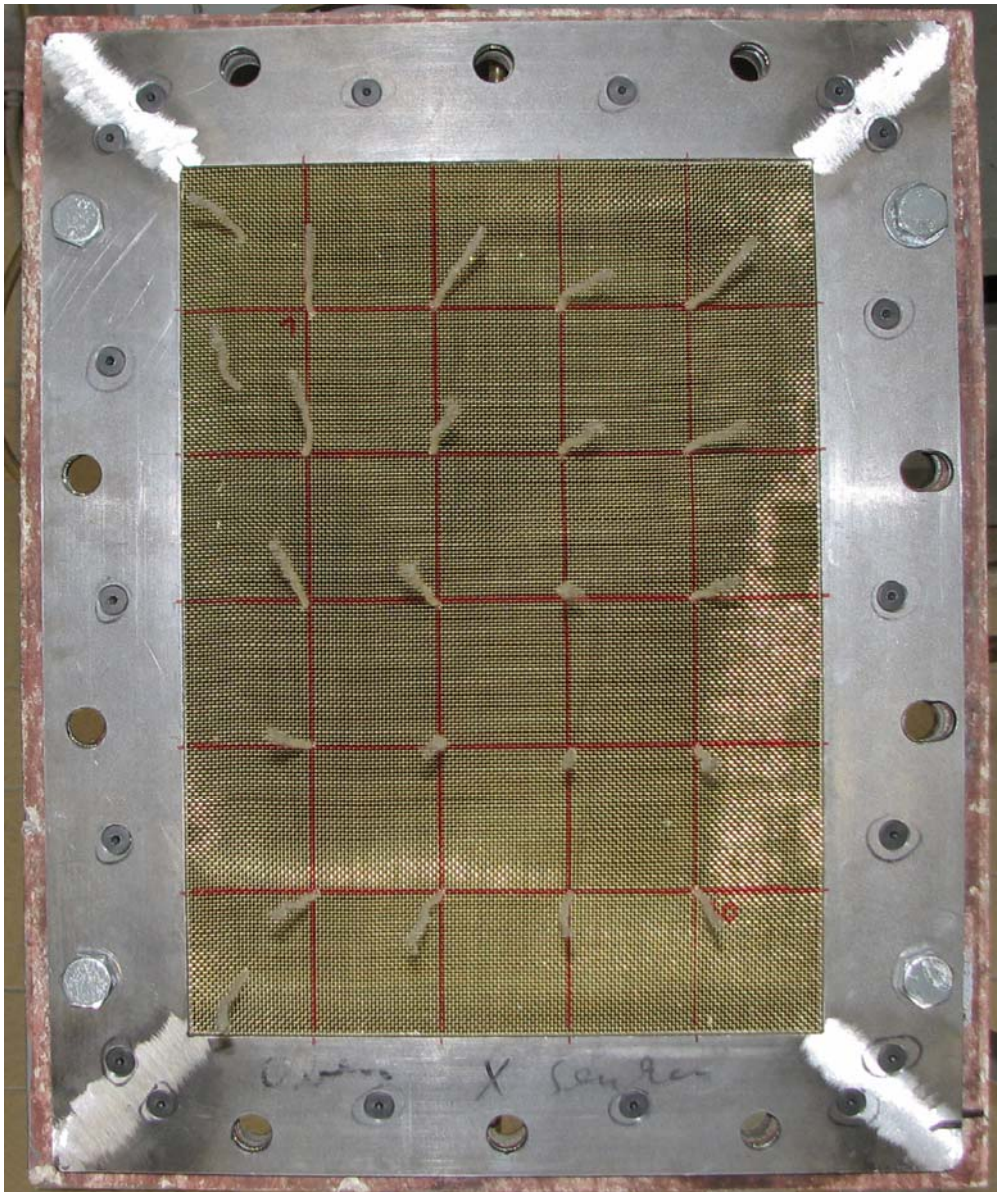
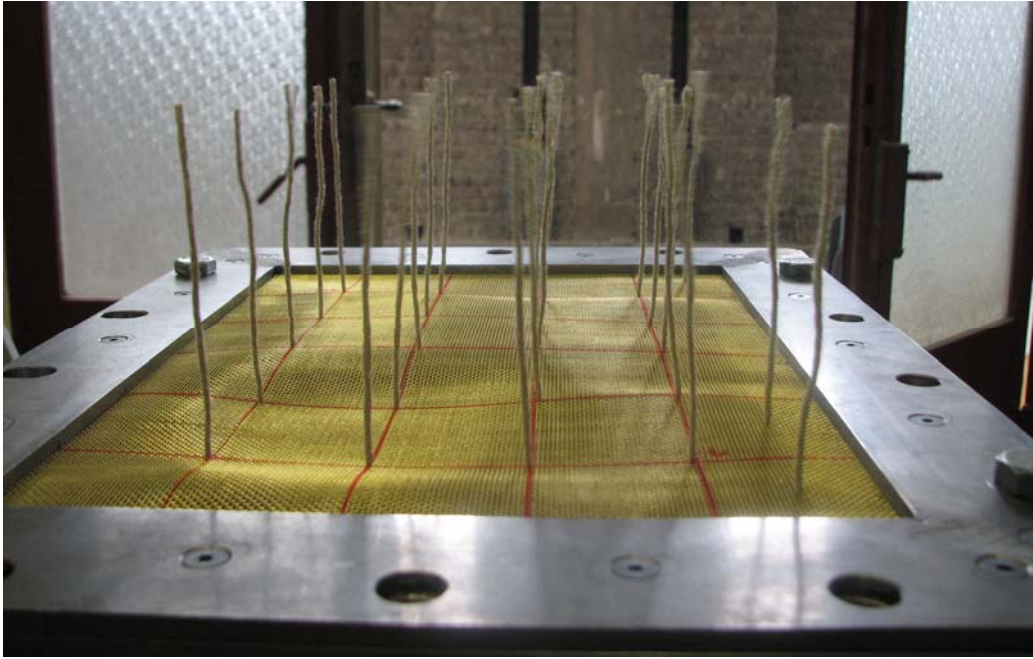
				Datum		Name			
				Gezeichnet		03.03.2011		Technik_2	
				Geprüft					
				Name					
				</					



Daten des Radialgebläses



Daten des Elektromotors



Ethernet Intelligent Pressure Scanner



NetScanner™ System

9116

FEATURES

- User Accessible Memory for Test Configuration Management
- $\pm 0.05\%$ FS System Accuracy
- EU Throughput Rates of 500 Hz
- Auto-Negotiating 10/100 BaseT Ethernet with TCP & UDP Protocol
- Pressure Ranges up to 850 psid (5860 kPa)
- Built-in Rezero, Purge and Leak Check Features
- Triple Scan List Capability
- Rugged Splashproof Enclosure
- Hardware and Software Triggered Data Acquisition

APPLICATIONS

- Turbomachinery Test Stands
- Windtunnel Wall Pressure Measurements



The Model 9116 Pneumatic Intelligent Pressure Scanner is a completely self-contained high performance pressure acquisition module for multiple measurements of dry, non-corrosive gases. The scanner integrates 16 silicon piezoresistive pressure sensors of any pressure range with the latest microprocessor technology in a compact, rugged package. Each field-replaceable pressure sensor incorporates a temperature sensor and EEPROM for storage of calibration data as well as sensor identification information such as pressure range, factory calibration date, and user-managed last or next calibration date.

The microprocessor uses the data from the EEPROM to correct for sensor zero, span, linearity and thermal errors. It also performs digital temperature compensation of the sensors to reduce thermal errors by a factor of ten or more over conventional sensor compensation. The microprocessor also controls the actuation of an integral manifold to execute on-line zero or span calibration upon request. This capability virtually eliminates sensor zero drift error and provides guaranteed system accuracy of up to $\pm 0.05\%$ FS (Full Scale) after rezero.

This enhanced pressure scanner provides User Accessible Memory (UAM) to facilitate Test Configuration Management (TCM) through functionality derived from the IEEE-1451 standard for smart transducers. This enables test parameters to be entered and stored within the scanner for access by the host controller during test setup and operation.

The 9116 can sample using up to three concurrent scan lists at continuous rates up to 500 measurements per channel per second in engineering units. Pressure data in engineering units is output through an auto-negotiating 10 or 100 Mbit Ethernet interface supporting both TCP and UDP protocols. The scanner is supplied with comprehensive Visual Basic-based software called NUSS for PC compatible computers. Firmware upgrades are made available at no charge via our website and can be downloaded to the scanner over the Ethernet interface using NUSS.

The Model 9116 Intelligent Pressure Scanner is one component of the NetScanner™ System. Multiple NetScanner components measuring a wide variety of parameters and sharing the same command set can be networked to form a distributed intelligent data acquisition system.

34 Research Drive
Hampton, VA 23666
USA

www.PressureSystems.com

ISO-9001:2000 Certified

Phone: 757-865-1243
Toll Free: 800-328-3665
Fax: 757-865-8744
E-mail: sales@PressureSystems.com

© Copyright Pressure Systems, Inc., 2009

Specifications subject to change without notice.

After 1 hour warmup @ 25°C with atmospheric reference pressure unless otherwise stated / FS = Full Scale

Parameter	9116				Units	Comments
PNEUMATICS						
Pressure Range ¹	10 (2.5)					
	1	(7)	45	(310)	psi (kPa)	ranges ≥ 100 psi (689 kPa) are unidirectional only
	2.5	(17)	100	(689)		
	5	(34)	250	(1724)		
	10	(69)	500	(3447)		
	15	(103)	750	(5171)		
30	(207)	850	(5860)			
Number of Pressure Inputs	16					available in any combination of ranges
Pneumatic Fittings	1/16", 1/8", 1/4" 5/16" -24 SAE .063", .040" bulge tube					compression fittings o-ring boss QDC tubing plate
Media	Dry, non-corrosive gas					
Proof Pressure ²	3.0X				FS min	range <15 psi (103 kPa) range 15-100 psi (103-689 kPa) range >100 psi (689 kPa)
	2.0X					
	1.5X					
Burst Pressure	5.0X				FS min	range <15 psi (103 kPa) range 15-100 psi (103-689 kPa) range >100 psi (689 kPa)
	3.0X					
	2.0X					
Max Line Pressure ³	100 (689)				psi (kPa)	range ≤ 5 psi (34 kPa)
	600 (4137)				psi (kPa)	range >5 psi (34 kPa)
Manifold Control Pressure	80 (552)				psi (kPa)	min
	125 (862)				psi (kPa)	max
Purge Pressure ⁴	> max input pressure				psi (kPa)	min
	850 (5860)				psi (kPa)	max
STATIC PERFORMANCE						
Measurement Resolution	±0.003				% FS	
Static Accuracy ⁵ After Rezero	±0.05				% FS	range > 2.5 psi (17 kPa)
	±0.15				% FS	range ≤ 2.5 psi (17 kPa)
Total Thermal Error ⁶	±0.001				% FS/°C	range > 2.5 psi (17 kPa)
	±0.0015				% FS/°C	range ≤ 2.5 psi/ (17 kPa)
Line Pressure Effect	±0.0003				% FS/psi	range ≥ 100 psi (689 kPa)
	±0.0008				% FS/psi	range >5 psi (34 kPa) to <100 psi (689 kPa)
	±0.001				% FS/psi	range ≤ 5 psi (34 kPa)
Measurement Rate	500				meas/ch/sec	engineering units

Specifications subject to change without notice.

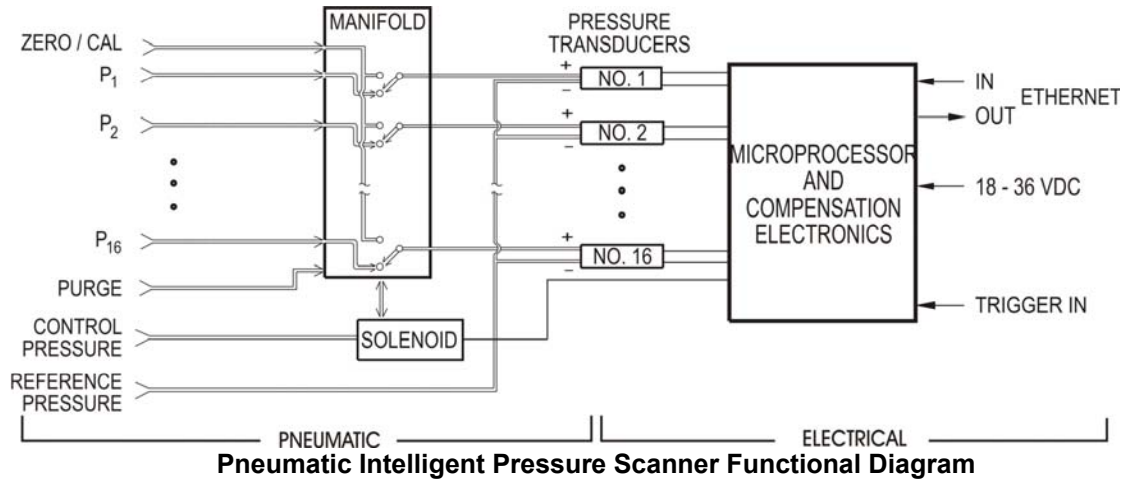
After 1 hour warmup @ 25°C with atmospheric reference pressure unless otherwise stated / FS = Full Scale

Parameter	9116	Units	Comments
ELECTRICAL			
Input Voltage	18 - 36	VDC	unregulated
Input Current	225	mA	maximum @ 24VDC
Hardware Trigger Threshold	2.5	VDC	TTL compatible differential input, ±5 VDC common mode voltage
COMMUNICATION			
Communication	10/100 Base-T		auto negotiating, half duplex/full duplex
Protocol	TCP and UDP	% FS	static or dynamic IP assignment
ENVIRONMENTAL/PHYSICAL			
Calibrated Temp Range Standard Optional	0 to 60 -30 to 60	°C °C	
Operating Temp Range Standard Optional	-20 to 70 -30 to 80	°C °C	up to 95% non-condensing humidity
Storage Temp	-30 to 80	°C	
Size	9.50 x 3.50 x 3.54 (24.1 x 8.9 x 8.9)	inches (cm)	L x W x H
Weight	6.5 (2.95)	lb (kg)	
Splashproof Rating	NEMA 13		
Acoustic Noise Rating	160dB		

Notes:

- Standard ranges listed, consult factory for special ranges
- Maximum applied pressure without reducing sensor performance
- For anticipated Line (Reference) Pressures . . .
 - above 100 psi (689 kPa) on FS Pressure Ranges of ≤ 5 psi (34 kPa) or above 600 psi (4137 kPa) on FS Pressure Ranges of > 5 psi (34 kPa)
 - calibration manifold should not be shifted at line pressure
 - rate of line pressure change should be no more than 10 psi/sec
- Purge pressure must be greater than maximum input pressure.
- Static accuracy includes the combined errors due to non-linearity, hysteresis and non-repeatability.
- Includes thermal effects of zero & span relative to 25°C.
- Consult factory for special temperature range calibrations.

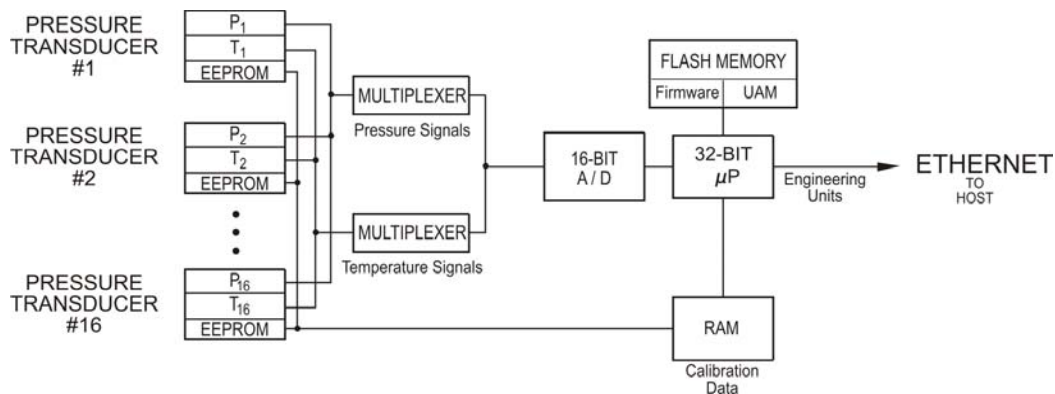
The 9116 combines integral pressure transducers with a miniature data acquisition system to provide a multichannel pressure scanner. The integration of the microprocessor with the pressure transducers provides several benefits in addition to the compact nature of the Intelligent Pressure Scanner. This pre-engineered approach to pressure acquisition offers guaranteed system accuracy, unlike individual pressure transducers where stated accuracy is met only if the many user-considerations are addressed, especially with respect to temperature effects and zero drift. The Model 9116 Ethernet Intelligent Pressure Scanners output pressure data in engineering units, digitally compensated for zero, span, nonlinearity and temperature effects. The integral pneumatic manifold permits on-line rezero and even span calibration capability under microprocessor control.



Digital Sensor Temperature Compensation

Silicon piezoresistive pressure sensors are low cost, miniature pressure sensing elements ideal for packaging individually for each pressure port. However, like most sensors, they are affected by temperature. Since these effects are repeatable, sensor calibration over temperature and pressure can be used to characterize and correct these errors.

Each silicon pressure sensor is packaged along with a nonvolatile memory device (EEPROM) and a temperature sensor in its own miniature field-replaceable housing. The transducers are factory-calibrated over the specified pressure and temperature spans. The resultant calibration data, along with the pressure range and serial number of the sensor, are stored in the integral EEPROM. The microprocessor utilizes this information to compensate transducer outputs for offset, sensitivity, nonlinearity, and thermal effects before transferring pressure data to the host computer. Should a transducer be replaced, the microprocessor will automatically recognize the new transducer upon power up and extract the calibration information from the EEPROM.



Pneumatic Design

Model 9116 Intelligent Pressure Scanners incorporate a unique manifold enabling on-line pneumatic rezero and span calibrations to maximize transducer accuracy. The manifold can be specified with either a common pressure reference or an individual pressure reference (true differential) per channel. Both configurations feature built-in purge and leak check capability of the pneumatic input lines as standard. The manifold utilizes a proprietary "O" ring seal providing years of leak free operation. If required, "O" rings can be replaced in the field using common tools.

Figures 1-4 illustrate the pneumatic function of the manifold for a single channel. Figures 1-3 depict the three manifold positions (RUN, CAL and PURGE). Figure 4 illustrates the LEAK CHARGE position for charging the input lines to execute a leak check.

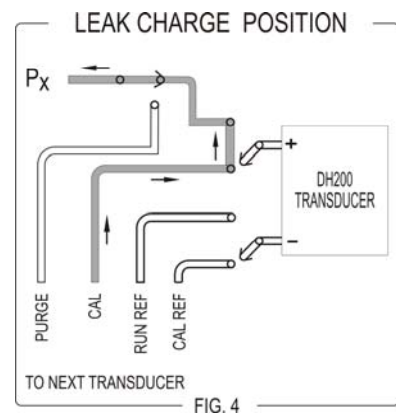
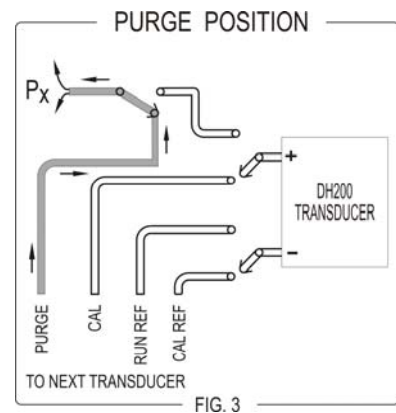
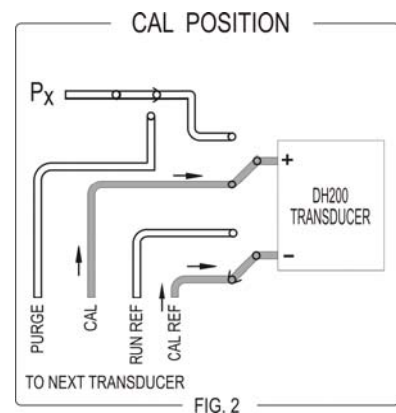
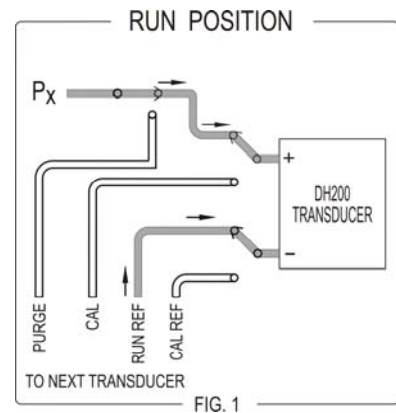
To initiate these operations, the user simply issues the appropriate command via the host computer. Operating under control of the onboard microprocessor, integral solenoids are energized to apply control pressure to one of four pistons within the manifold. One piston forces the manifold longitudinally into the CAL position; another returns it to the RUN position. The remaining two pistons force the manifold laterally into either the PURGE or the LEAK CHARGE positions. Pressure of 80-125 psig (560 to 860 kPa) must be present at the Supply Input port on the 9116 when the command is issued.

Rezero or span calibration functions place the manifold in the CAL position. Once there, data is acquired to update zero and/or span terms and the manifold is then returned to the RUN position. Span calibrations require the appropriate full scale pressure to be present at the Calibration port.

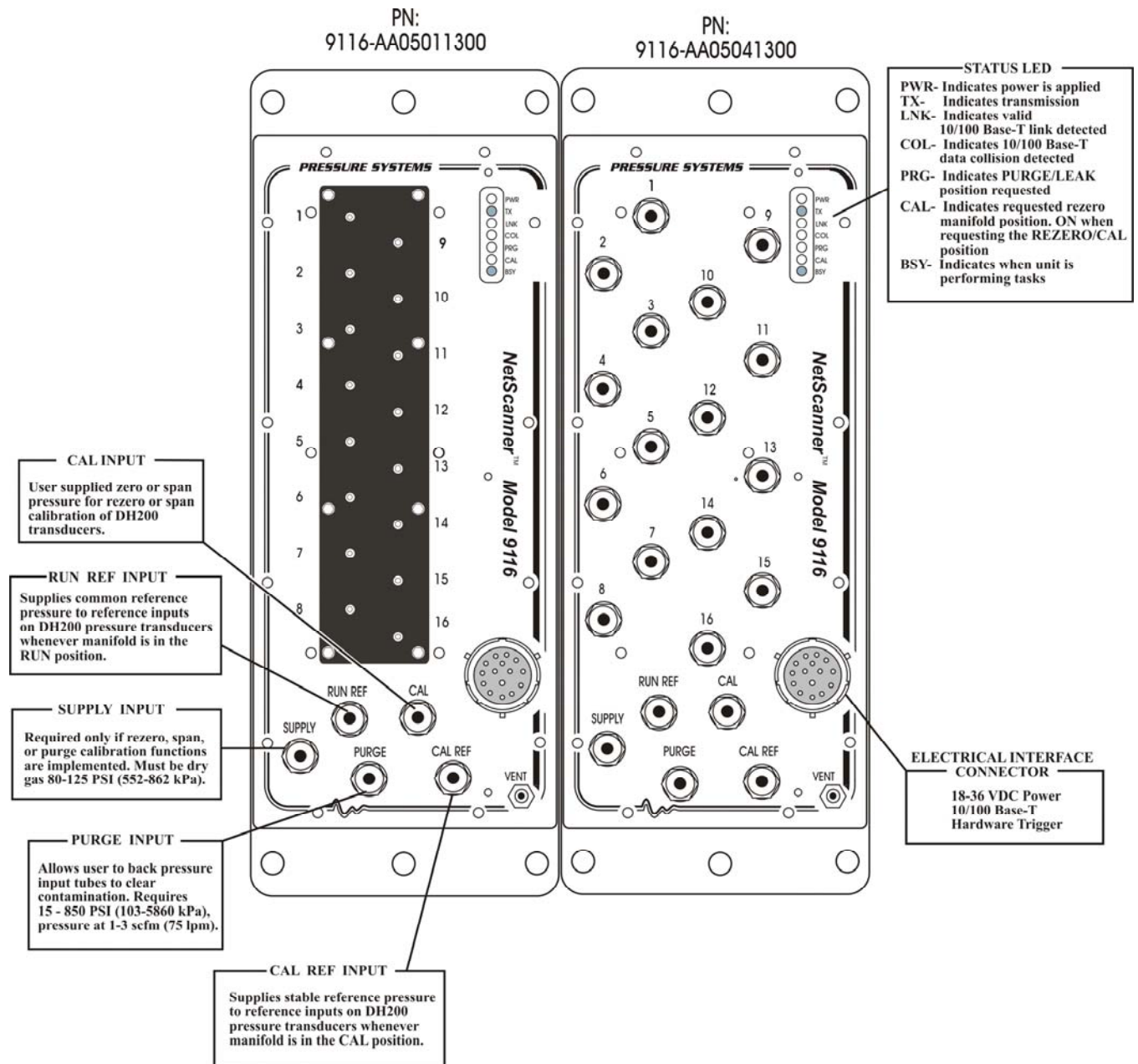
The purge function requires pressure in excess of the highest anticipated input pressure to be present at the Purge Input port. Issuing the Purge command places the manifold into the PURGE position allowing Purge pressure to exit the scanner through the input lines. Purging can require 1-3 scfm (75 lpm) of flow depending on applied purge pressure.

NOTE: On-line rezero or purge is not required to operate the scanner but insures maximum accuracy.

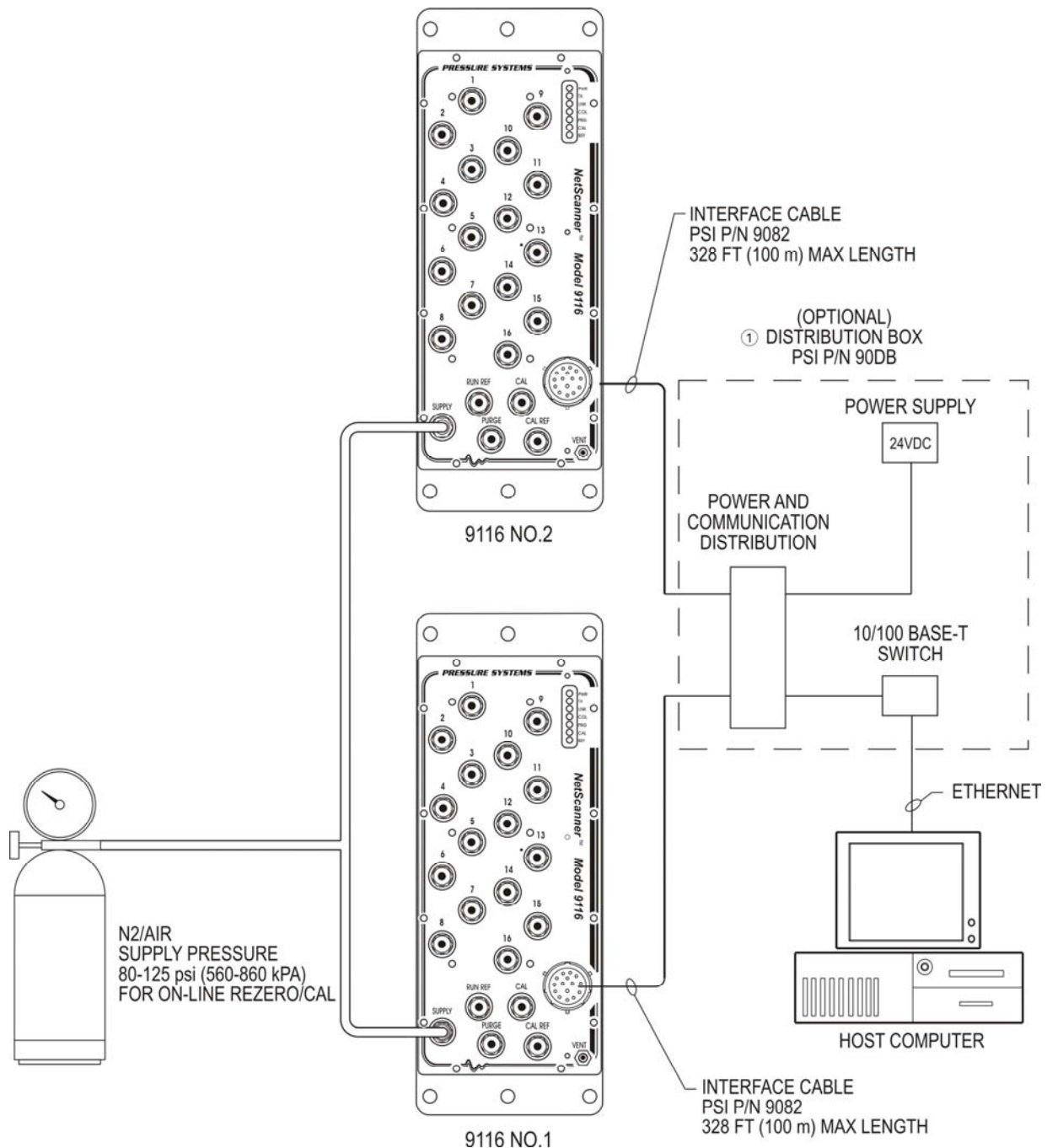
The leak check function requires the desired test pressure to be applied to the appropriate Calibration port and the input lines to be dead-ended at their source. Issuing the Leak command forces the manifold into the LEAK CHARGE position to charge the input lines using pressure from the Calibration port. Once charged, the manifold is commanded to the RUN position where periodic readings from the transducers can be obtained to analyze pressure decay in each input line.



The 9116 front panels contain all pneumatic and electrical connections required to operate the device.



Multiple NetScanner or compatible third party devices may be networked together. The illustration shown on this page shows the required cables and accessories necessary to integrate two Ethernet Intelligent Pressure Scanners to a desk top computer.



① PSI offers pre-engineered solutions for power and communication distribution depending on configuration.

Ordering Information:PN: **9116-AABBCC13FF**

9116 Ethernet Intelligent Pressure Scanner, 16 Channels

AA = Pressure Range (Consult Factory for multiple pressure range configurations and other ranges not listed)

01, 10" WC (2.5 kPa)	09, 45 psid (310 kPa)	99, Multirange
02, 20" WC (5.0 kPa)	10, 100 psid (689 kPa)	
03, 1 psid (7 kPa)	11, 250 psid (1724 kPa)	
04, 2.5 psid (17 kPa)	12, 500 psid (3447 kPa)	
05, 5 psid (34 kPa)	19, 600 psid (4137 kPa)	
06, 10 psid (69 kPa)	32, 750 psid (5171 kPa)	
07, 15 psid (103 kPa)	39, 850 psid (5860 kPa)	
08, 30 psid (207 kPa)		

BB = Manifold Options

- 05, Common Differential, Purge, Leak Check
- 06, True Differential, Purge, Leak Check

FF = Calibrated Temperature

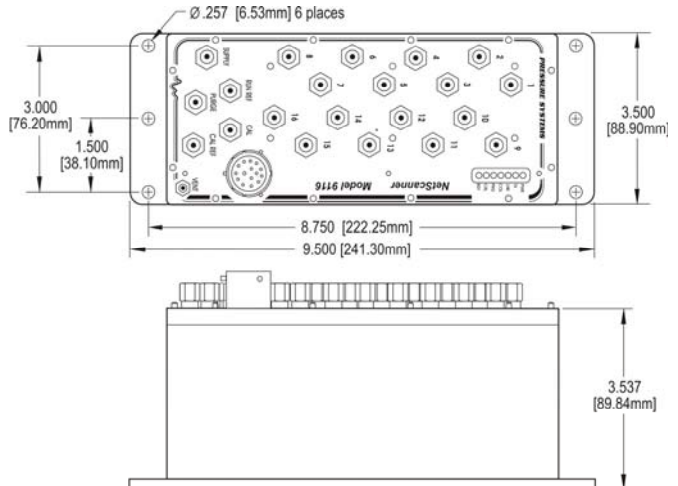
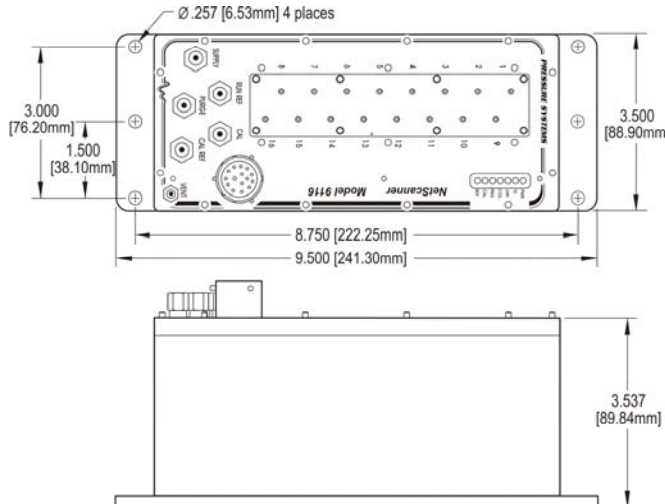
- 00, 0 to 60°C
- 06, -30 to 60°C

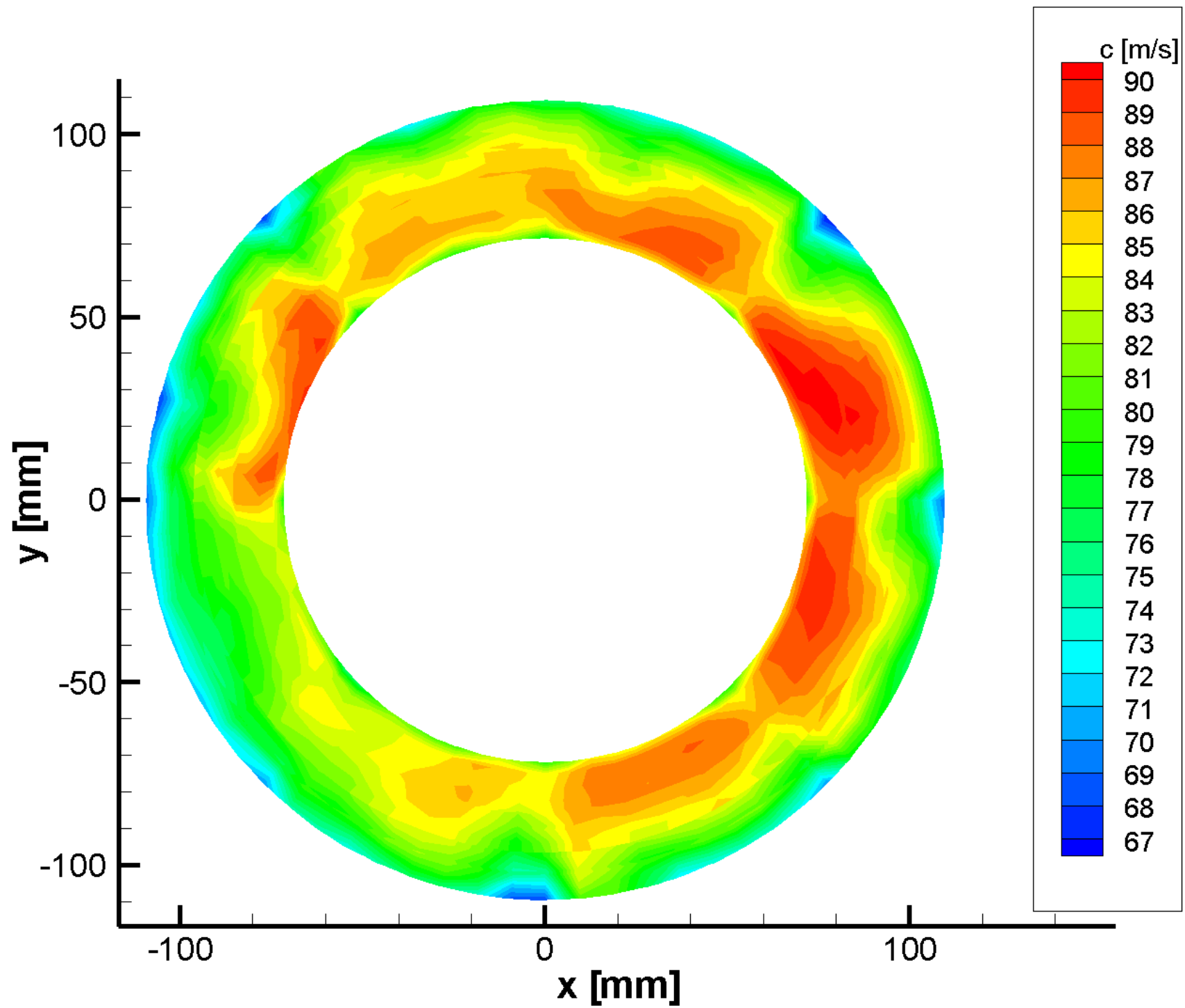
CC = Measurement Pressure Fittings

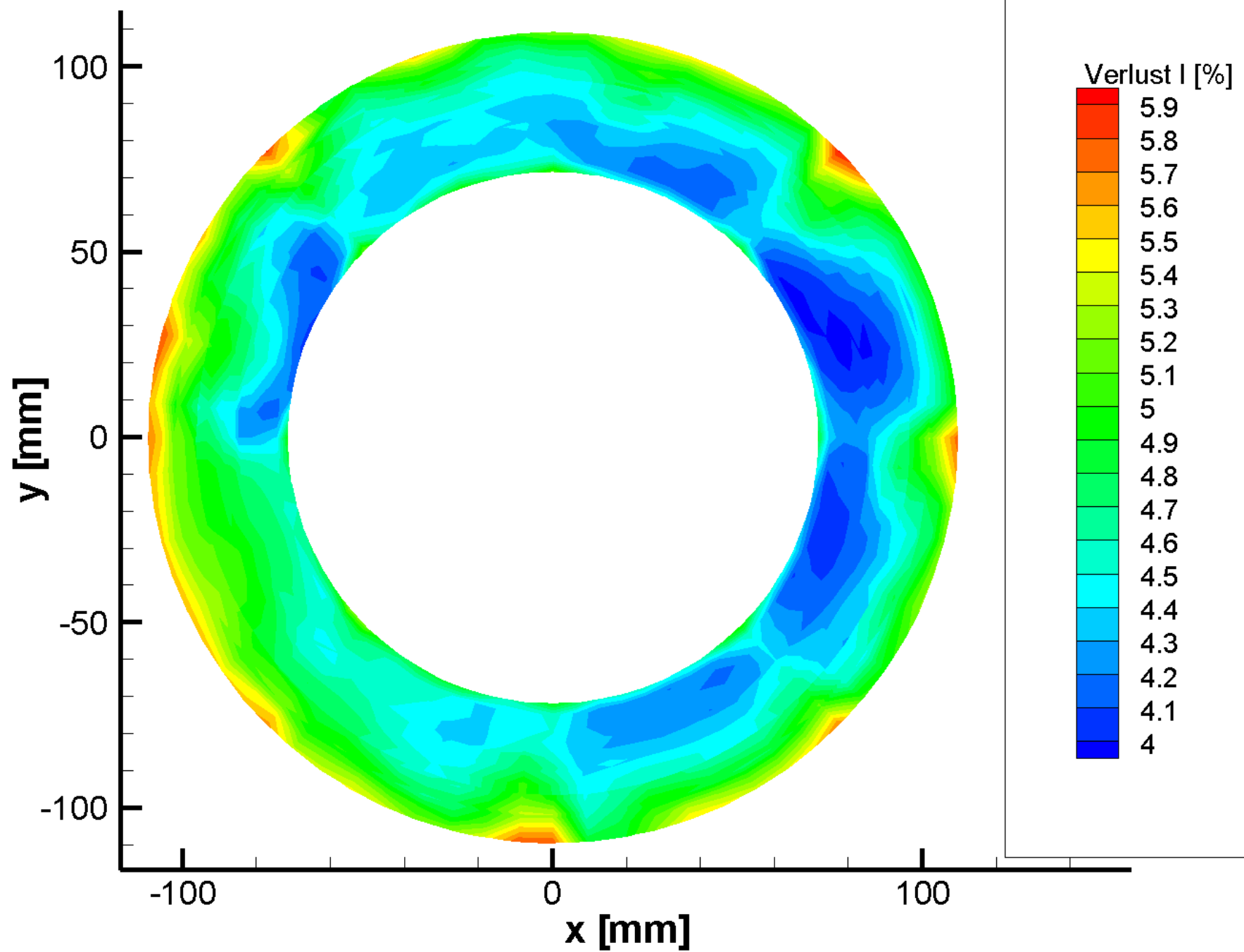
- 00, 5/16" - 24 SAE o-ring boss
- 01, 0.063" Bulged Tubulation, QDC
- 03, 1/4" Compression
- 04, 1/8" Compression
- 05, 1/16" Compression
- 06, 0.040" Bulged Tubulation, QDC

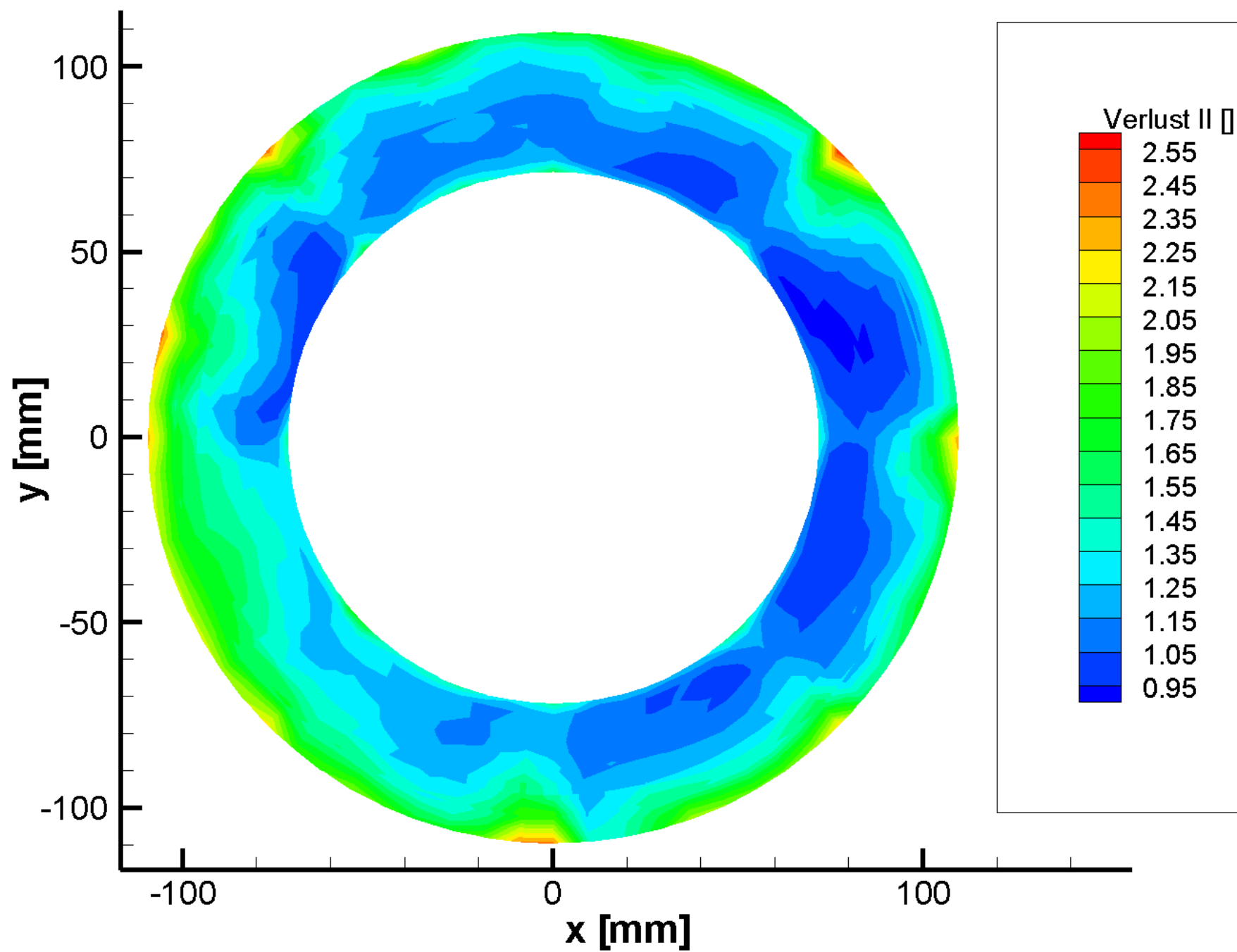
Example: 9116-0105041300

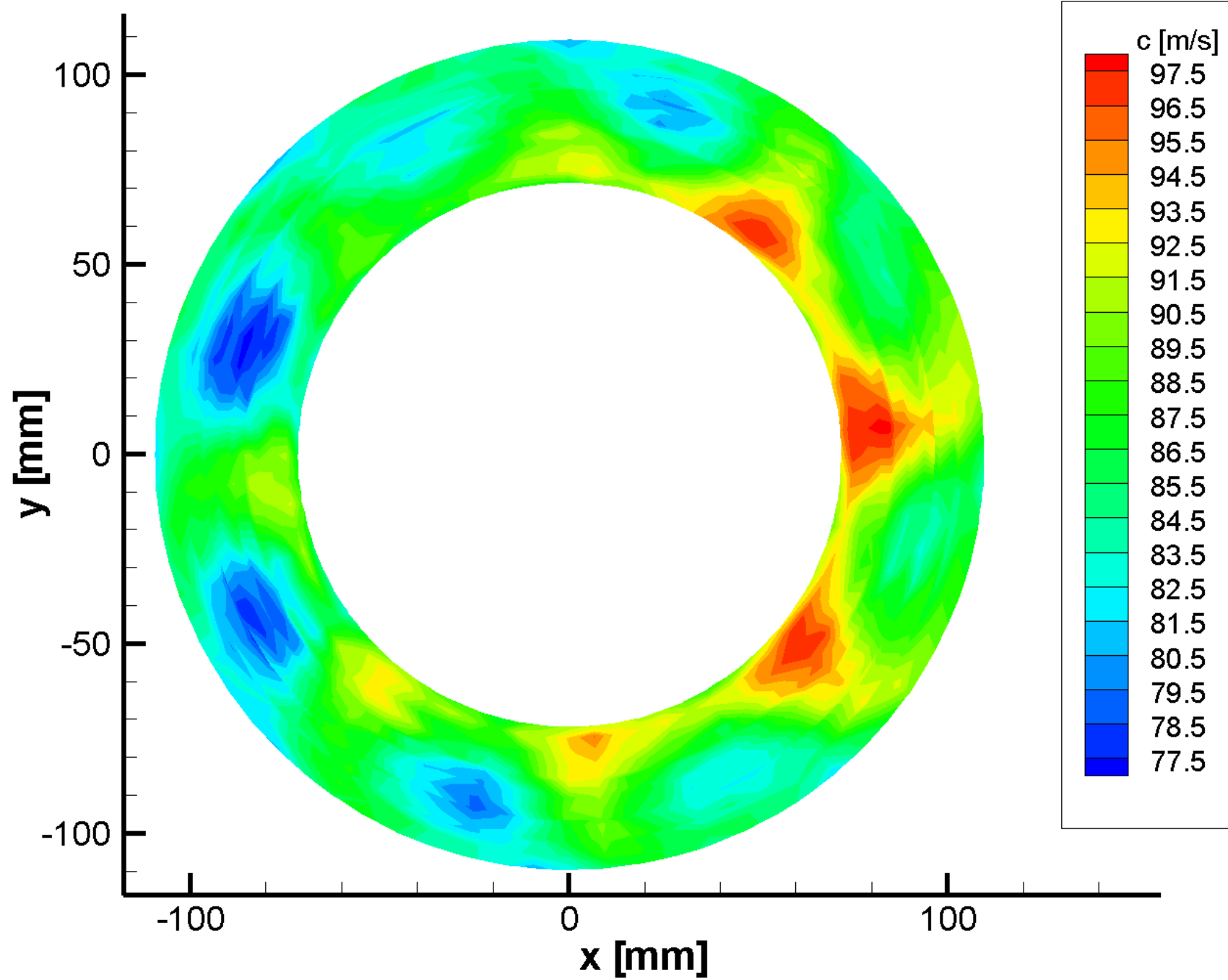
9116 Ethernet Intelligent Pressure Scanner, 16 channels, 10"WC, Common Differential with Purge and Leak Check, 1/8" Compression Fitting, Ethernet, 0-60°C

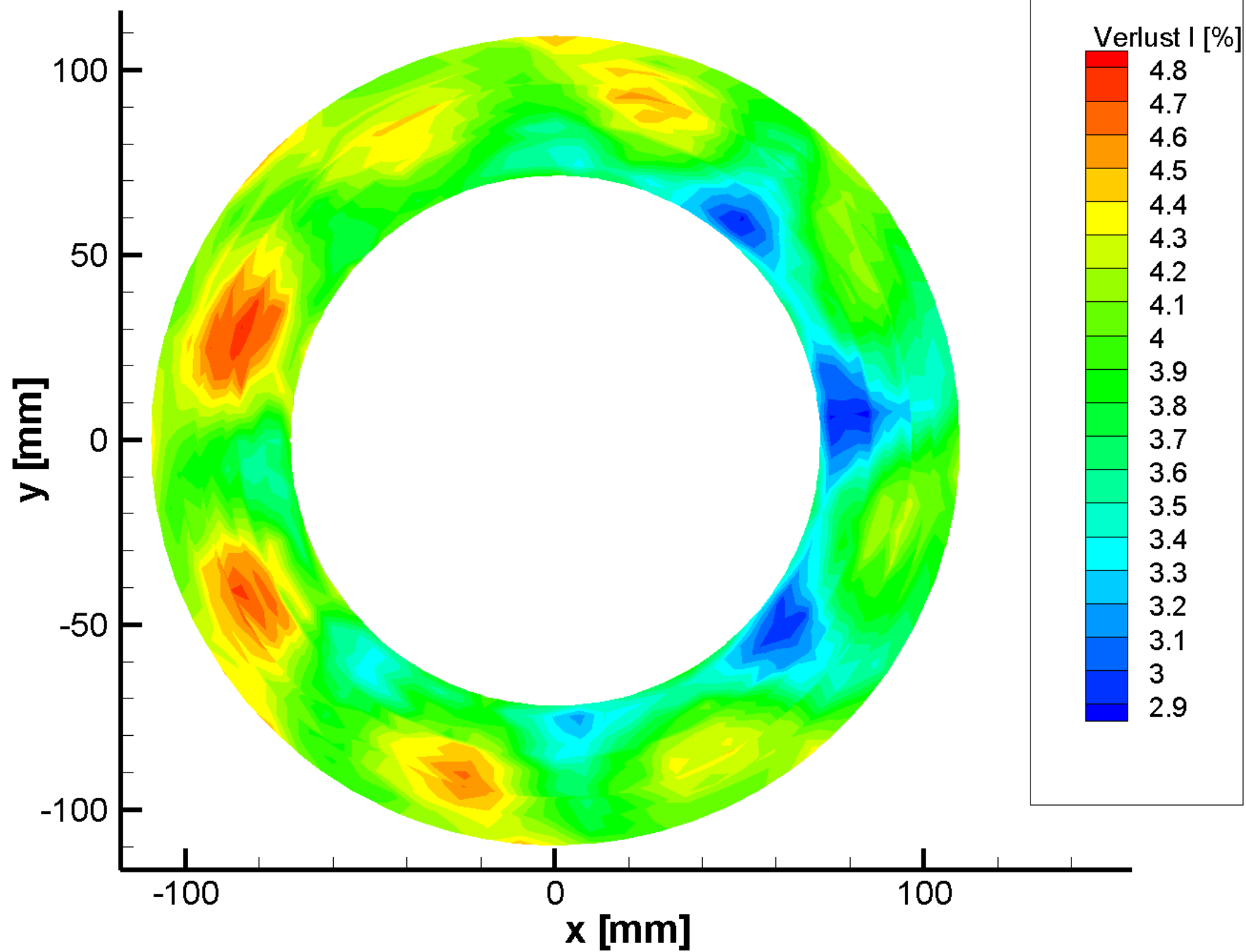


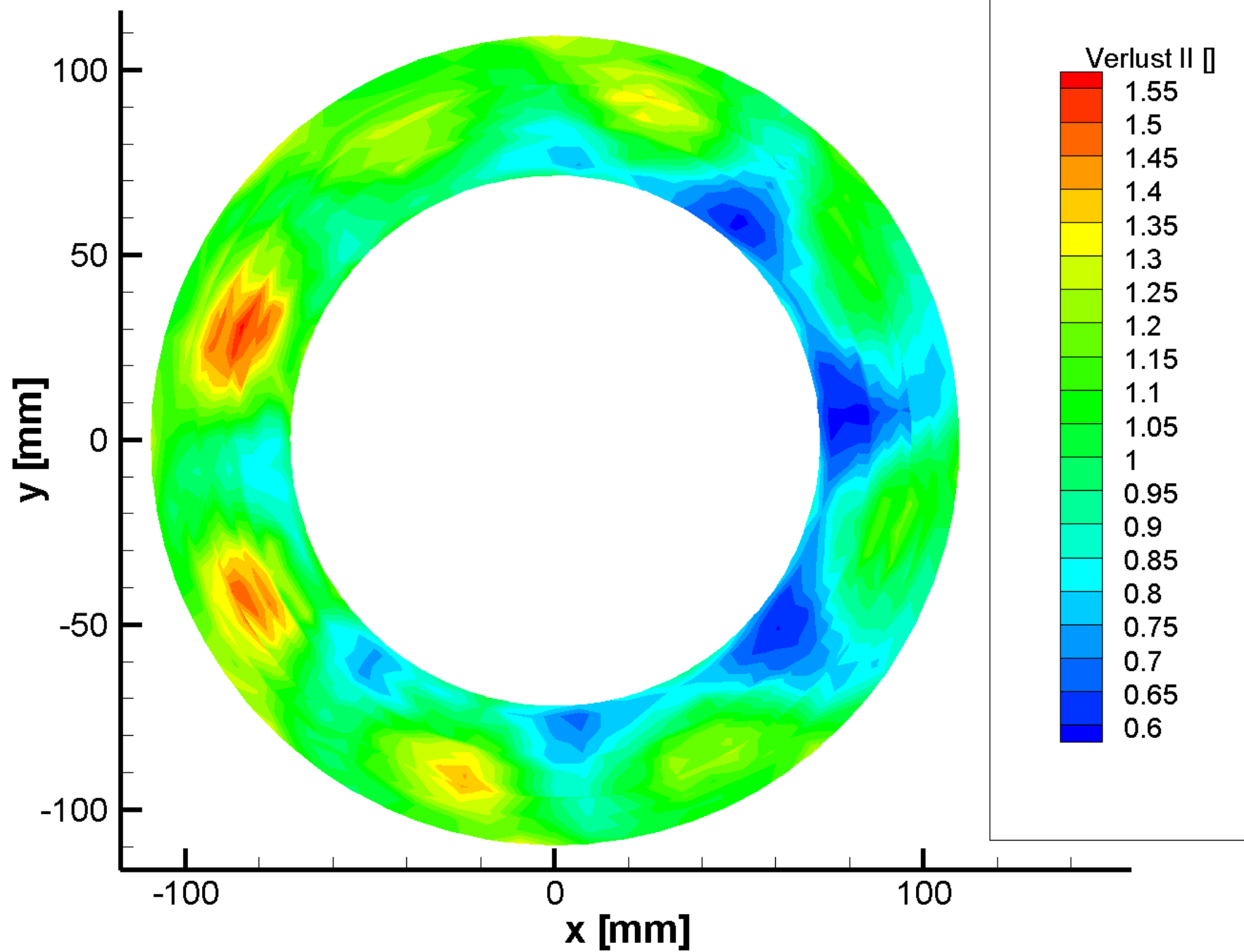


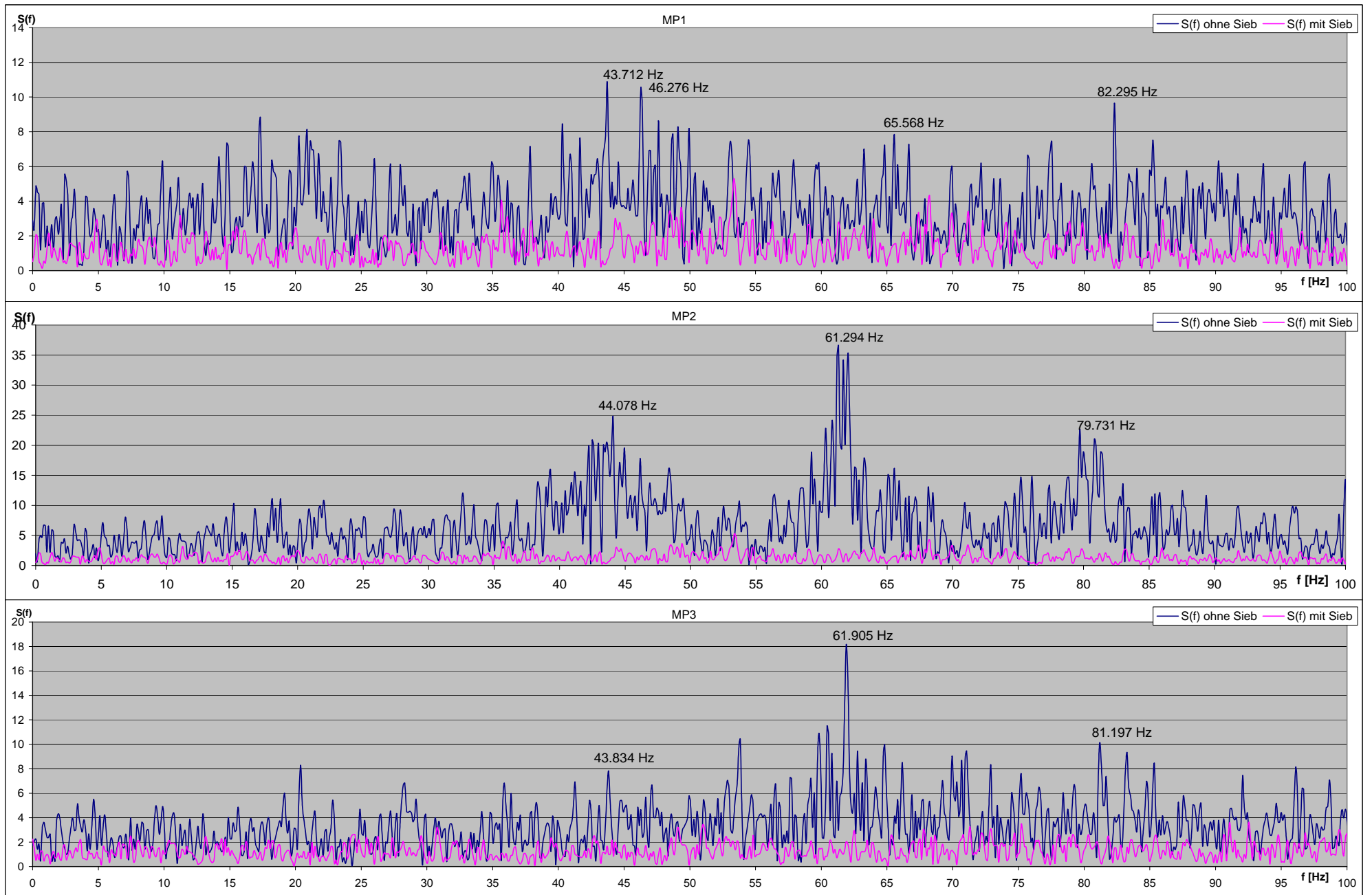


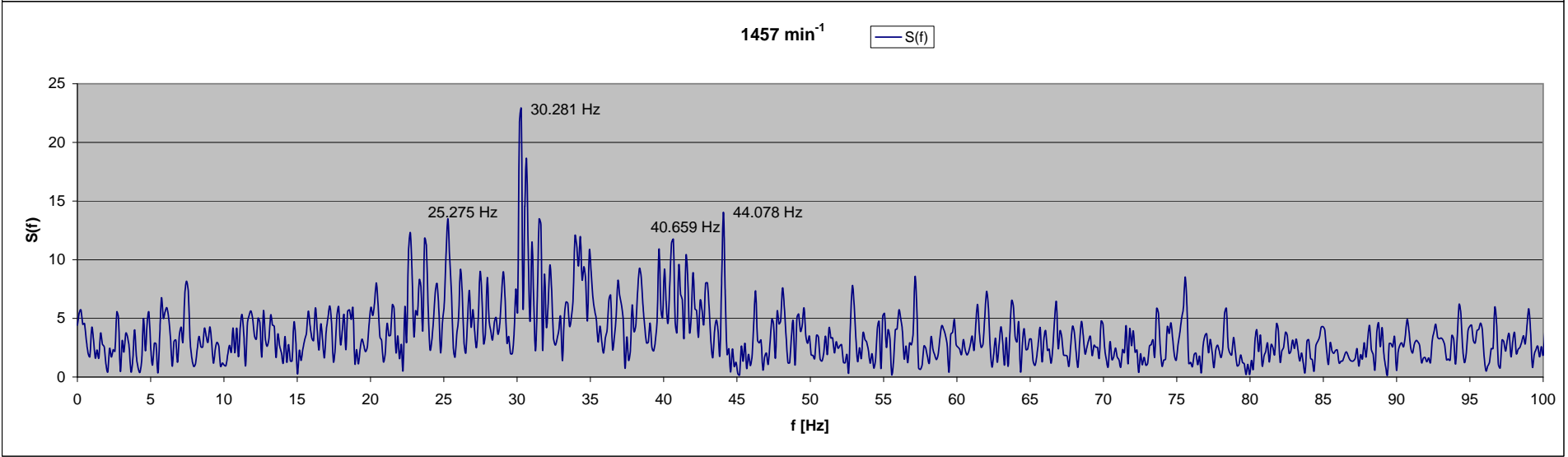
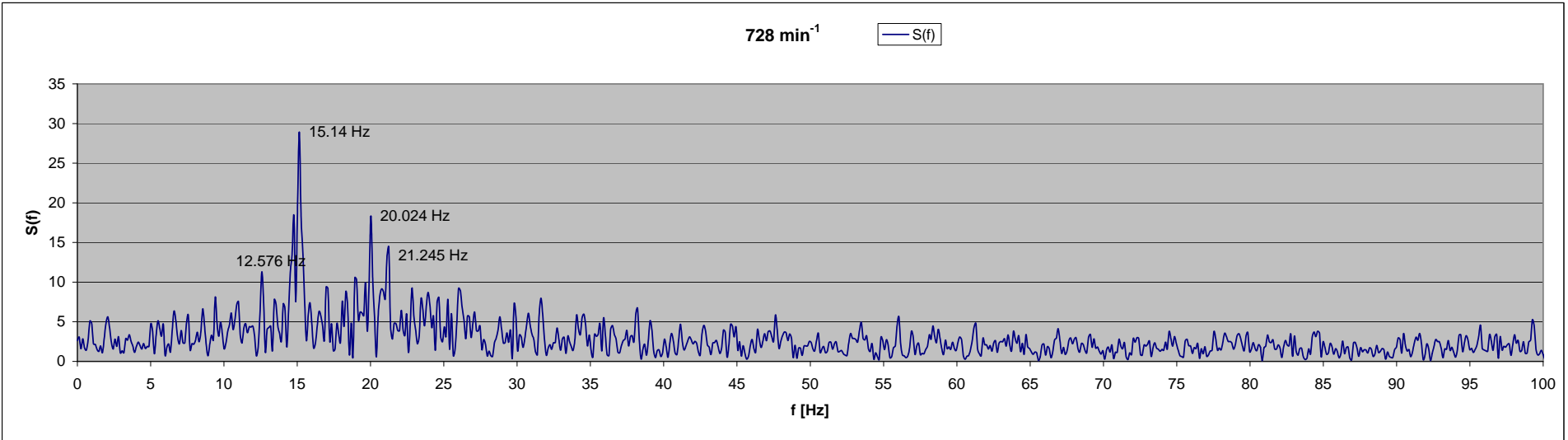


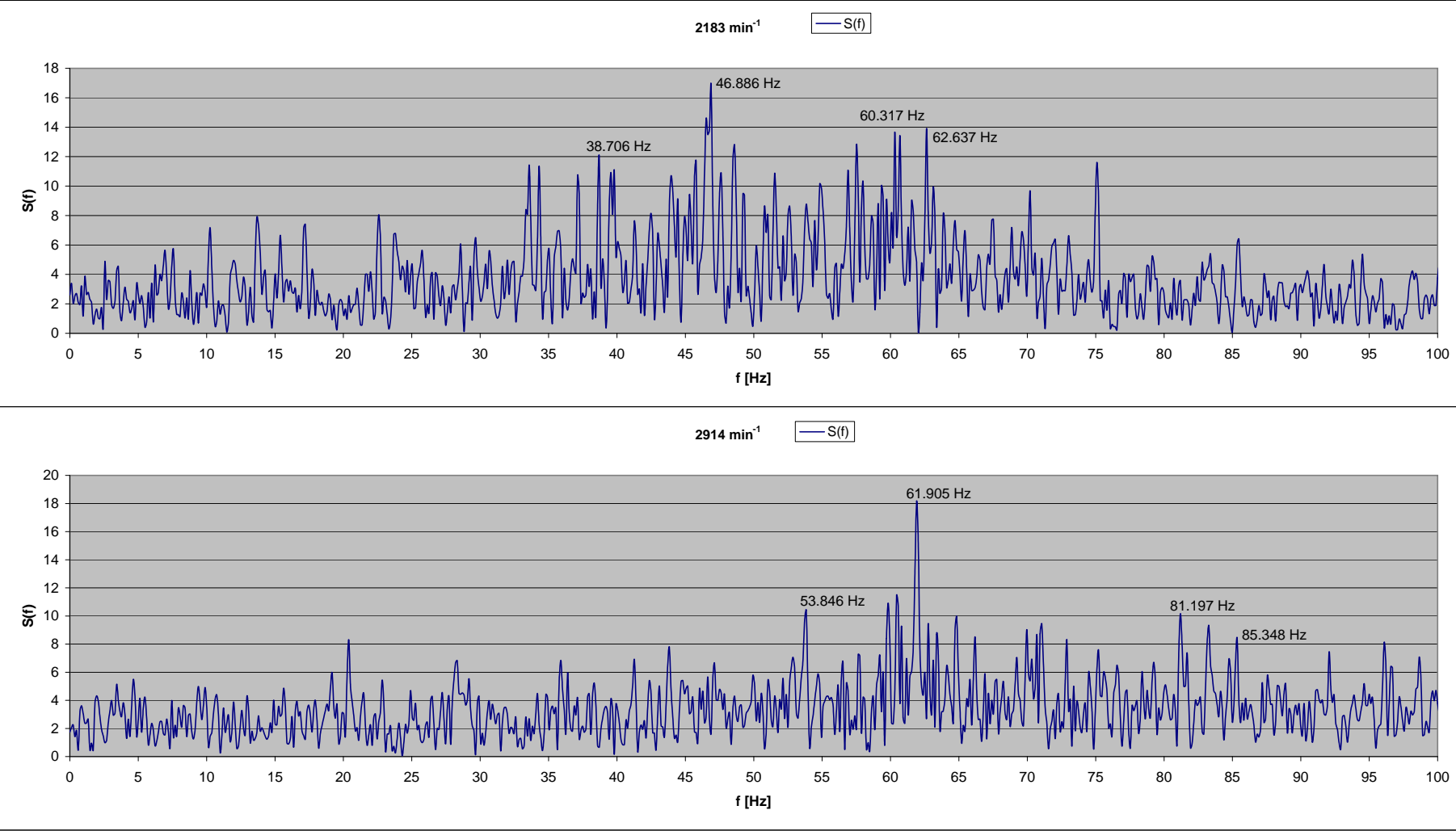


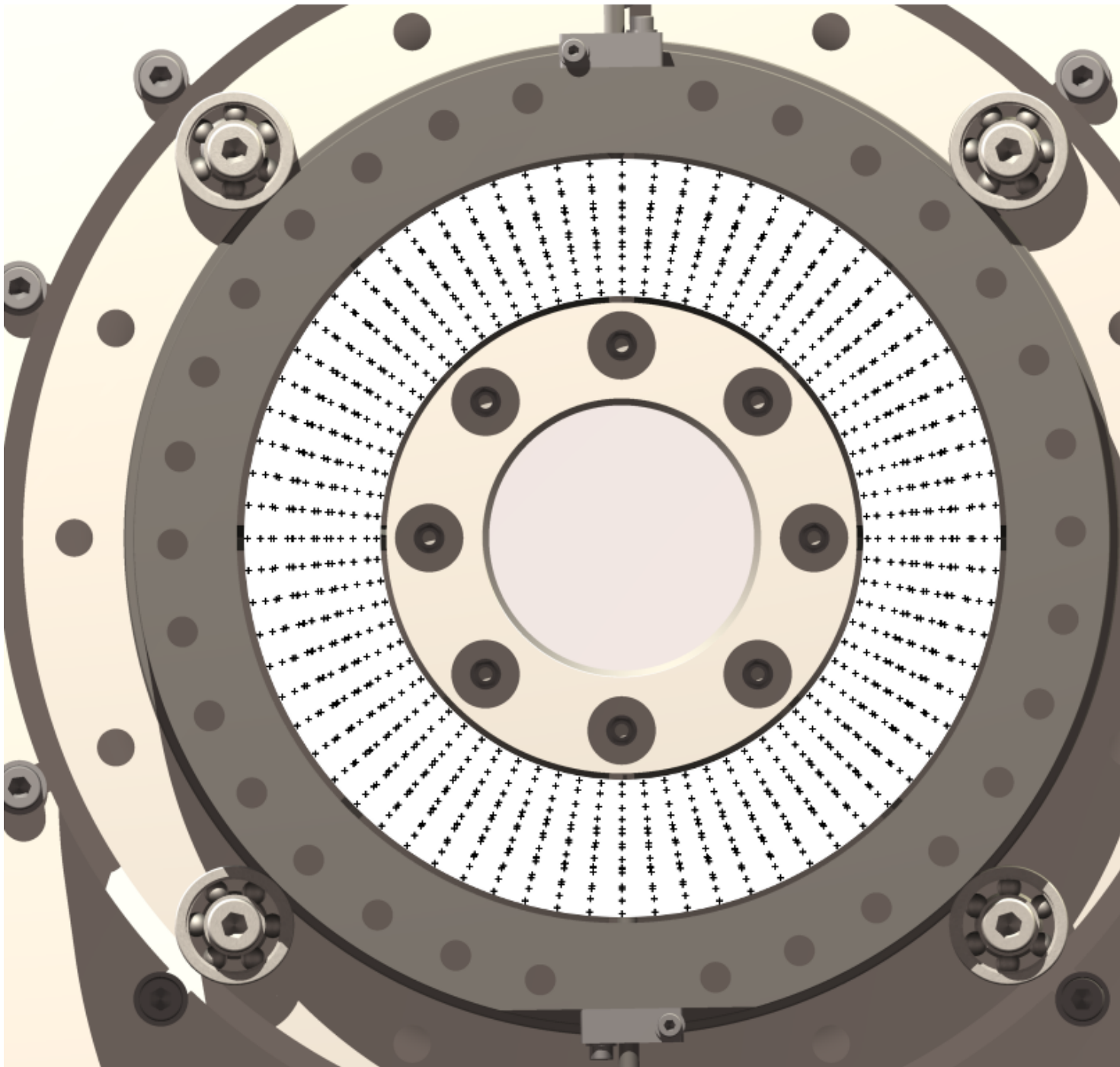












MESH

Messpunkte

insgesamt: 1152

radial: 16

Umfang: 72